

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Uložení testovaného brzdového kotouče F1 v dynamometru
Mounting of a Tested F1 Wheel-brake Disk in a
Dynamometer

Student:

Václav Mosler

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Havlík Phd.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Václav Mosler**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Uložení testovaného brzdového kotouče F1 v dynamometru
Mounting of a Tested F1 Wheel-brake Disk in a Dynamometer

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce navrhnete uložení brzdového kotouče F1 v dynamometru:

1. Maximální brzdový moment 3 000 Nm
 2. Maximální otáčky brzdového kotouče 2 000 1/min
 3. Brzdový kotouč a třmen brzdy z vozu Red Bull
- Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

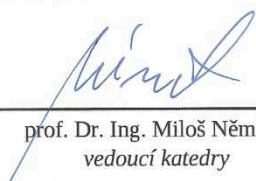
Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013
Datum odevzdání: 19.05.2014


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta:

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě19. 5. 2014

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářsko) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo –bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 19.5.2014


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Václav Mosler

Adresa trvalého pobytu autora práce: Družstevní 178

Bohuslavice 747 19

Anotace bakalářské práce

MOSLER,V. Uložení testovaného brzdového kotouče F1 v dynamometru. Ostrava: katedra části a mechanismu strojů, Fakulta strojní VŠB-TU Ostrava, 2014, 37s. Bakalářská práce, vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Havlík, PhD

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí zařízení pro testování při vývoji chladících kanálků v brzdovém kotouči formule 1, který je uložen v dynamometru. V úvodu práce je stručná rešerše chlazení a konstrukce brzdového systému formule 1 a stručný rozbor zkušebních okruhů. Dále je řešen konstrukční návrh zařízení. Po volbě konstrukčního uspořádání zařízení jsou důležité části a kritické spoje zařízení pevnostně zkontrolovány. Navrhovaný hřídel je zkontrolován jak z pevnostního hlediska statickou kontrolou, tak z tuhostního hlediska, kontrola na průhyb a úhel naklopení pod ložisky. Dále je provedena volba a stanovení trvanlivosti kuličkových ložisek.

Anmerkungen zur Bachelorarbeit

Mosler, V. Lager der getestete Bremsscheibe F1 im Dynamometer. Ostrau: Abteilung für Maschinenteile, das Fakultät für Maschinenbau VŠB-TU OSTRAVA, 2014, 37 Seiten. führende Arbeit: doc. Ing. Jiří Havlík PhD.

Die Bachelorarbeit beschäftigt sich mit der Konstruktion von Geräte zum Testen während der Entwicklung der Kühlkanäle in der Bremsscheibe des Formel 1, die im Dynamometer gelegen wird. In der Einleitung der Arbeit ist kurze Nachforschung über die Kühlung und Konstruktion des Bremssystems des Formel 1 und kurze Analyse der Versuchsumkreis. Weiter wird der Vorschlag der Konstruktion gelöst. Nach der Auswahl der Vorschlag werden alle wichtige Teilen und kritische Verbindungen kontrollieren. Auf die vorgeschlagene Welle wird im festigekeite Gesichtspunkt die statische Kontrolle und im steitheifte Gesichtspunkt die Kontrolle auf die Durchbiegung und der Winkel liegender unter den Lager durchführen. Weiter wird ein Auswahl und Ausrechnung die Haltbarkeit die Kugellager durchführen.

Obsah:

1.Úvod.....	1
2. Testovací okruhy.....	3
3. Popis zařízení.....	5
4.Návrh a výpočet hřídele.....	8
4.1 Návrh drážkování hřídele.....	9
4.1.1 Návrh minimální délky drážkování náboje příruby přenášející kroutící moment od dynamometru na hřídel.....	10
4.1.2 Návrh délky drážkování příruby přenášející kroutící moment z hřídele do titanové příruby.....	10
4.2 Výpočet a průběh, točivého momentu a posouvajících sil.....	11
4.3 Statická kontrola hřídele.....	15
4.4 Kontrola hřídele na průhyb a uhlí naklopení pod ložisky.....	16
5. Kontrola evolventního drážkování mezi přírubou přenášející kroutící moment z hřídele a mezi titanovou přírubou.....	18
6.Kontrola ložisek.....	20
7. Kontrola čepu mezi přírubami.....	22
8. Pevnostní kontrola šroubových spojů.....	24
8.1 Kontrola bezpečnosti šroubového spoje v místě řezu E-E.....	24
8.2 Kontrola šroubového spoje v místě řezu F-F	26
8.3 Pevnostní kontrola šroubů třemen.....	28
9. Pevnostní kontrola svaru.....	31
9.1 Kontrola svaru v místě řezu D-D.....	32
9.2 Kontrola svaru v místě řezu E-E.....	34
10. Závěr.....	35
11.Literatura.....	36
12.Seznam příloh.....	37

Seznam použitých symbolů a značek:

D_1	[mm]	Vnitřní průměr matice
D	[mm]	Vnější průměr hřídele
$D_{a1,2}, D_{a3}$	[mm]	Hlavový průměr drážkování v náboji
D'	[mm]	Předběžný vnější průměr hřídele
$D_{s1,2}, D_{s3}$	[mm]	Střední průměr drážkovaného spoje
D_{ks}	[mm]	Výpočtový průměr kotouče
D_{pT}	[mm]	Roztečný průměr šroubu
D_r	[mm]	Roztečný průměr čepů
$F_{1z1,2}, F_{1z3}$	[N]	Síla přenášená jedním zubem drážkování
$F_{čk}$	[N]	Síla přenášená jedním čepem
$F_{o1š}, F_{o2š}$	[N]	Síla ve šroubu
F_T	[N]	Síla působící na výpočtovém průměru kotouče
F'_T	[N]	Reakce na sílu F_T
F_{xz1}	[N]	Posouvající síla v rovině x-z na délce x_1
F_{xz2}	[N]	Posouvající síla v rovině x-z na délce x_2
F_{xz3}	[N]	Posouvající síla v rovině x-z na délce x_2
H_1	[mm]	Otlačující se délka závitu
K_3	[-]	Převodní součinitel pro čelní zatížení svaru
K_4	[-]	Převodní součinitel pro boční zatížení svaru
L_{10h}	[hod]	Hodinová trvanlivost ložisek, dle ISO
L_{10mh}	[hod]	Hodinová trvanlivost ložisek, dle SKF
M_k	[N·mm]	Kroutící moment
M_{FT}	[N·mm]	Přídavný ohybový moment
$M_{otřmen}$	[N·mm]	Ohybový moment ve třmení
M_{oxz1}	[N·mm]	Ohybový moment v rovině x-z na délce x_1

M_{oxz2}	[N·mm]	Ohybový moment v rovině x-z na délce x_2
M_{TZ}	[N·mm]	Třecí moment v závitech
R_{BZ}, R_{AZ}	[N]	Reakce v podpěře
$R_{e\ 11\ 353}$	[MPa]	Mez kluzu oceli 11 353
$R_{e\ 13\ 240}$	[MPa]	Mez kluzu oceli 13 240
$R_{e\ 15\ 260}$	[MPa]	Mez kluzu oceli 15 260
R_M	[N]	Reakce v čepu
$R_{mS355K2+N}$	[MPa]	Mez pevnosti oceli S355K2+N
R_p	[mm]	Roztečný poloměr šroubu
$R_{1vtřmen}, R_{2vtřmen}$	[N]	Výsledná reakce ve šroubu třmene
$R_{1Xtřmen}, R_{2Xtřmen}$	[N]	Reakce ve šroubu třmene ve směru osy x
$R_{1Ztřmen}, R_{2Ztřmen}$	[N]	Reakce ve šroubu třmene ve směru osy z
T_{xz1}	[MPa]	Kroutící moment na délce x_1
T_{xz2}	[MPa]	Kroutící moment na délce x_2
W_k	[mm ³]	Modul v krutu
W_{kD-D}, W_{kE-E}	[mm ³]	Modul v krutu pro svar
W_{oA-A}	[mm ³]	Modul v ohybu v místě řezu A-A
W_{oB-B}	[mm ³]	Modul v ohybu v místě řezu A-A
W_{oD-D}	[mm ³]	Modul v ohybu ve svaru
a	[mm]	Velikost svaru
a	[mm]	Délka mezi působišťem síly a podpěrou
$a_{třmen}$	[mm]	Délka vyosení síly ve třmeni
d	[mm]	Vnitřní průměr hřídele
d_2	[mm]	Střední průměr závitu
d_3	[mm]	Průměr jádra šroubu
$d_{třmen}$	[mm]	Průměr dříku šroubu
$d_{zš}$	[mm]	Průměr zalisované části šroubu

b	[mm]	Délka mezi podpěrami
c	[mm]	Délka vyosení kotouče
d_1, d_2	[mm]	Průměry čepu
$d_{a1,2}, d_{a3}$	[mm]	Hlavový průměr drážkování na hřídeli
$df_{1,2}$	[mm]	Patní průměr drážkování na hřídeli
e, f, g	[mm]	Vzdálenost působíště síly od svaru
f_{t-p}, f_{PT-PN}	[-]	Součinitel smykového tření
f_{z1}, f_{z2}	[-]	Součinitel smykového tření v závitu šroubů
$h_{sp1,2}, h_{sp3}$	[mm]	Společná výška stykové plochy drážkování
i_{ξ}	[-]	Počet čepu
$i_{\xi1}, i_{\xi2}$	[-]	Počet šroubu
k_{p1}, k_{p2}	[-]	Bezpečnost proti prokluzu
k_{sA-A}	[-]	Statická bezpečnost v místě řezu A-A
k_{sB-B}	[-]	Statická bezpečnost v místě řezu B-B
k_{sE-E}, k_{sD-D}	[-]	Statická bezpečnost svaru
$k_{s\check{c}}$	[-]	Statická bezpečnost čepu
$k_{\xi1}, k_{\xi2}$	[-]	Bezpečnost šroubu
l_1, l_2, l_3	[mm]	Délka čepu
l_{p1}, l_{p2}, l_{p3}	[mm]	Délka drážkování v náboji
$l_{třmen}$	[mm]	Rozteč šroubu
l_{z1min}	[mm]	Minimální délka závitu v těhlici
$l_{z\check{s}}$	[mm]	Délka zalisování šroubu
$m_{1,2}, m$	[mm]	Modul drážkování na hřídeli
n_i	[min ⁻¹]	Otáčky hřídele
$p_{Dp11700}$	[MPa]	Dovolený tlak pro ocel 11 700
p_{D15260}	[MPa]	Dovolený tlak pro ocel 15 260
$p_{Ds355k2+N}$	[MPa]	Dovolený tlak pro ocel s355k2 + N

$p_{Dš1}$	[MPa]	Dovolený tlak pro pevnostní třídu 8.8
$p_{Dš2}$	[MPa]	Dovolený tlak pro pevnostní třídu 10.9
p_p	[MPa]	Tlak v přírubě
p_{p3}	[MPa]	Tlak v přírubě
t_4, t_6	[mm]	Tloušťka svaru
x_1, x_2	[mm]	Výpočtová délka
w_{max}	[mm]	Maximální průhyb
w_p	[mm]	Průhyb v místě příruby
$z_{1,2}, z_3$	[-]	Počet zubu drážkování
$\alpha_{\sigma o}$	[-]	Součinitel koncentrace napětí v ohybu
α_{τ}	[-]	Součinitel koncentrace napětí v krutu
β_6, β_4	[-]	Součinitel zohledňující tloušťku svaru
φ_D	[°]	Dovolený úhel naklopení pod ložisky
φ_{Lmax}	[°]	Maximální úhel naklopení pod ložisky
φ_{max}	[°]	Maximální úhel naklopení
$\varphi_{1,2}, \varphi_3$	[-]	Relativní počet funkčních drážek
σ_{A-A}	[MPa]	Ohybové napětí v místě řezu A-A
σ_{B-B}	[MPa]	Ohybové napětí v místě řezu A-A
$\sigma_{D15\ 260}$	[MPa]	Dovolené tahové napětí oceli 15 260
$\sigma_{oč}$	[MPa]	Ohybové napětí v čepu
$\sigma_{redš1}, \sigma_{redš2}$	[MPa]	Redukované napětí ve šroubu
$\sigma_{tš1}, \sigma_{tš2}$	[MPa]	Tahové napětí ve šroubu
$\tau_{Dk15\ 260}$	[MPa]	Dovolené napětí v krutu oceli 15 260
$\tau_{\perp}^{M_{oD-D}}$	[MPa]	Kolmé napětí ve svaru
τ_k	[MPa]	Napětí v krutu
τ_{kA-A}	[MPa]	Napětí v krutu v místě řezu A-A
$\tau_{kš1}, \tau_{kš2}$	[MPa]	Tečné napětí ve šroubu

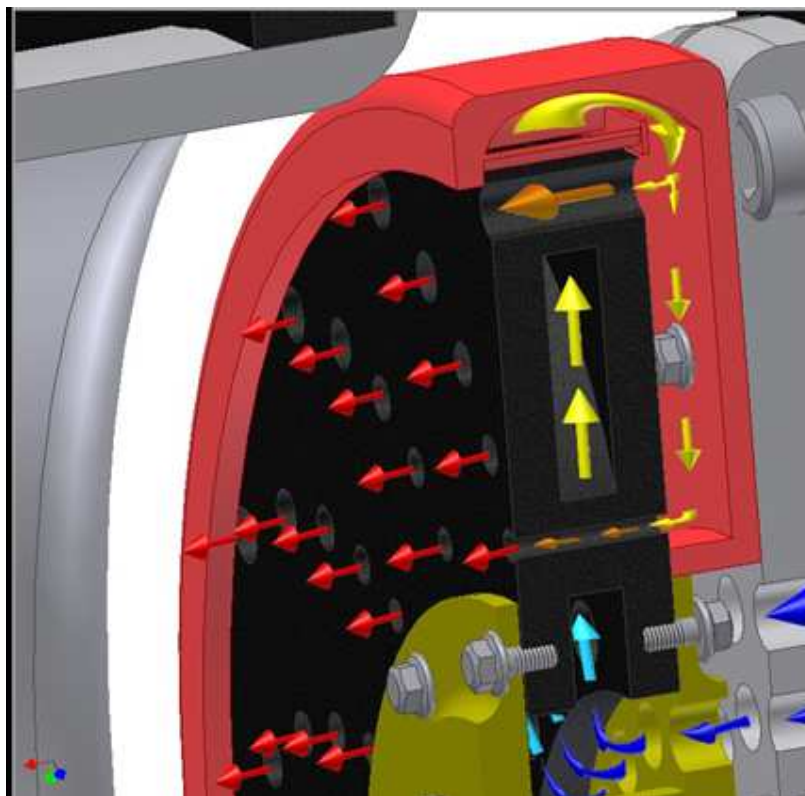
$\tau_{\parallel D-D}^{M_k}, \tau_{\parallel E-E}^{M_k}$	[MPa]	Rovnoběžné tečné napětí způsobené kroutícím momentem
$\tau_{střmen}$	[MPa]	Střihové napětí ve šroubu třmene
τ_{sD-D}	[MPa]	Výsledné napětí ve svaru
φ	[°]	Úhel stoupání závitu
ψ	[°]	Úhel stoupání závitu

1.Úvod:

Cíle práce:

- Navrhnout konstrukční řešení uložení brzdového kotouče F1 v dynamometru
- Pevnostní kontrola jednotlivých částí zařízení.

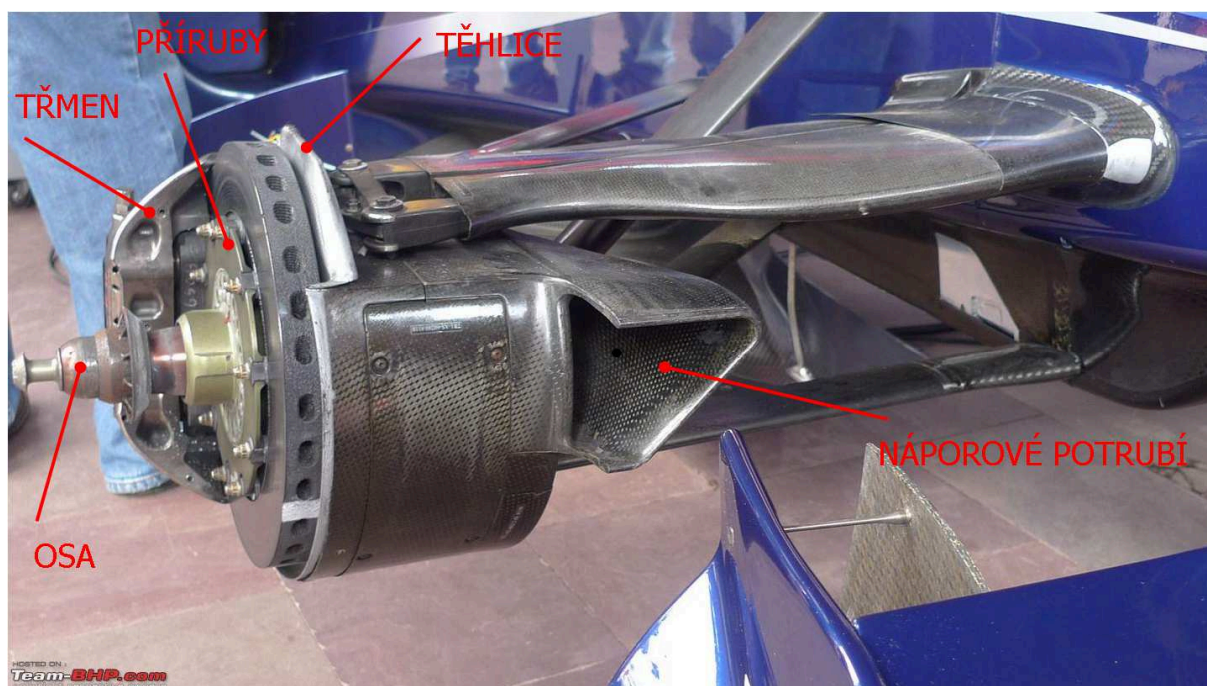
Úkolem této práce je navrhnout konstrukční řešení uložení testovaného brzdového kotouče F1 v dynamometru. Hlavním účelem zařízení bude pozorování účinnosti chladících kanálků v brzdovém kotouči. Chladící kanálky jsou v kotouči vyrobeny jak axiálně, tak radiálně viz. obr.1.1.



Obr.1.1 Chladící kanálky v kotouči[12]

Kotouč je vyroben z kompozitního materiálu, který se označuje carbon-carbon. Tento materiál v porovnání s dříve užívaným keramickým kompozitem vykazuje vyšší odolnost proti opotřebení při vysokých teplotách a vyšší koeficient smykového tření. Po překročení teploty 650°C dochází ovšem k prudké oxidaci materiálu, což má za následek zvýšené opotřebení kotouče a pokles účinnosti brzdění. Při brzdění na konci rovinky dosahuje brzdový kotouč teploty až 1200°C . Tuto teplotu je vzhledem k výše uvedené limitující teplotě potřeba uchladit. Kdyby ale teplota kotouče klesla pod 250°C přestávají brzdy správně fungovat. Ideální provozní teplota je mezi $400\text{--}500^{\circ}\text{C}$. Jelikož je monopost F1 velmi aerodynamicky, náročný jsou důležitými faktory vývoje i přívodní náporové potrubí

a odvod vzduchu od kotouče, které ovlivňují celkovou aerodynamiku vozu. Přívodním potrubím není jen chlazen brzdový kotouč, ale i ložiska kola. Konstrukce uložení kola F1 je patrná z obr.1.2.



Obr.1.2 Řešení uložení kola na monopostu F1[11]

Dalším důležitým prvkem kotoučové brzdy je brzdový třmen obr.1.3 který je vyroben ze slitiny hliníku. Třmen je přišroubován k těhlici pomoci dvou lícovaných šroubu. Konstrukce třmenu je pevná. Maximální počet pístků ve třmeni omezen pravidly je 6.

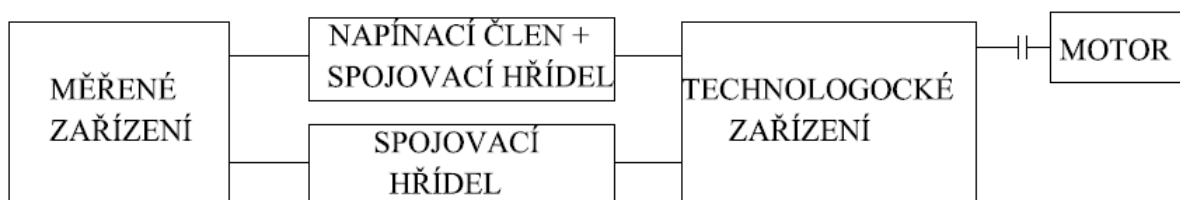


2. Testovací okruhy:

Testovací zařízení se z hlediska toku energie dělí na zařízení s otevřeným okruhem toku energie a s uzavřeným okruhem toku energie.

Testovací zařízení s uzavřeným okruhem toku energie:

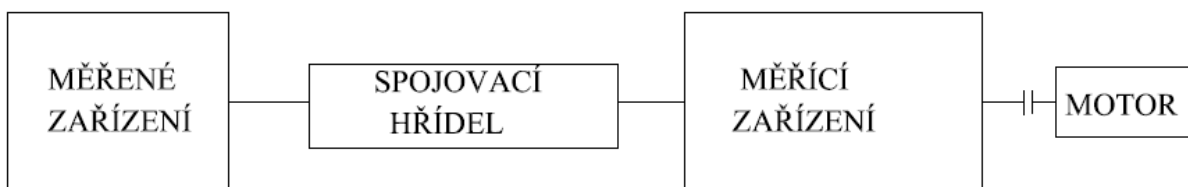
Jednoduchý zkušební okruh s uzavřeným tokem energie je znázorněn na obrázku 2.1. Výhodou tohoto okruhu je v porovnání s otevřeným okruhem jeho malá energetická náročnost, neboť jsou zde hrazeny pouze ztráty v okruhu. Nevýhodami tohoto okruhu v porovnání s otevřeným okruhem jsou složitější konstrukční řešení a vyšší pořizovací cena.



Obr.2.1 Uzavřený okruh

Testovací okruh s otevřeným tokem energie:

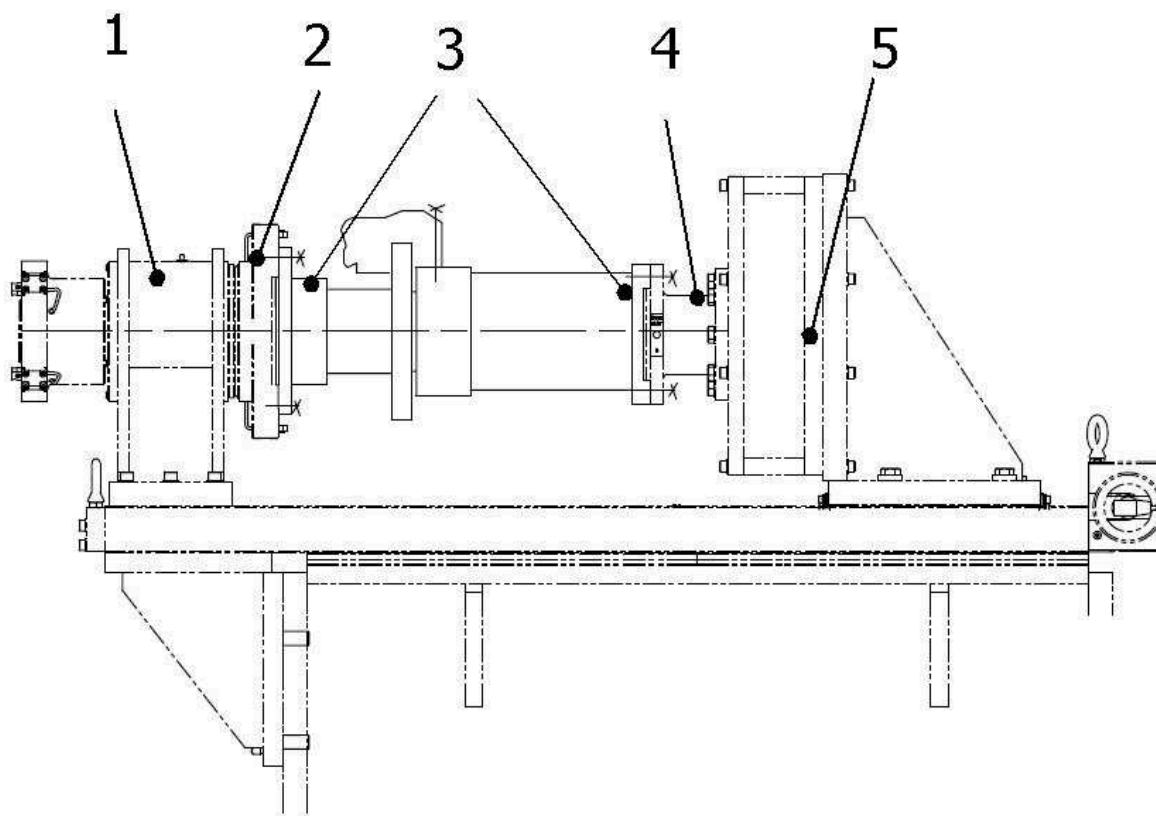
Jednoduchý zkušební okruh s otevřeným tokem energie je znázorněn na obrázku 2.2. Výhodami tohoto okruhu v porovnání s uzavřeným okruhem jsou jednoduchá konstrukce a nižší pořizovací cena. Nevýhodou tohoto okruhu je jeho vysoká energetická náročnost.



Obr. 2.2 Otevřený okruh

Volba testovacího okruhu:

S ohledem na konstrukční jednoduchost bude použit testovací okruh s otevřeným tokem energie. Schéma navrhovaného okruhu na obrázku 2.3.



Obr.2.3 Navrhovaný testovací okruh

- 1 – Dynamometr
- 2 – Rotační příruba dynamometru (Inertia hubčíslo výkresu 3000 D25)
- 3 – Navrhovaná část zařízení
- 4 – Pevná příruba dynamometru (Torque sensor adapter číslo výkresu 3902-D226)
- 5 – Rám dynamometru

3. Popis zařízení

Zařízení lze rozdělit dle dvou kritérií:

- Kinematického
- Dle původu dílu

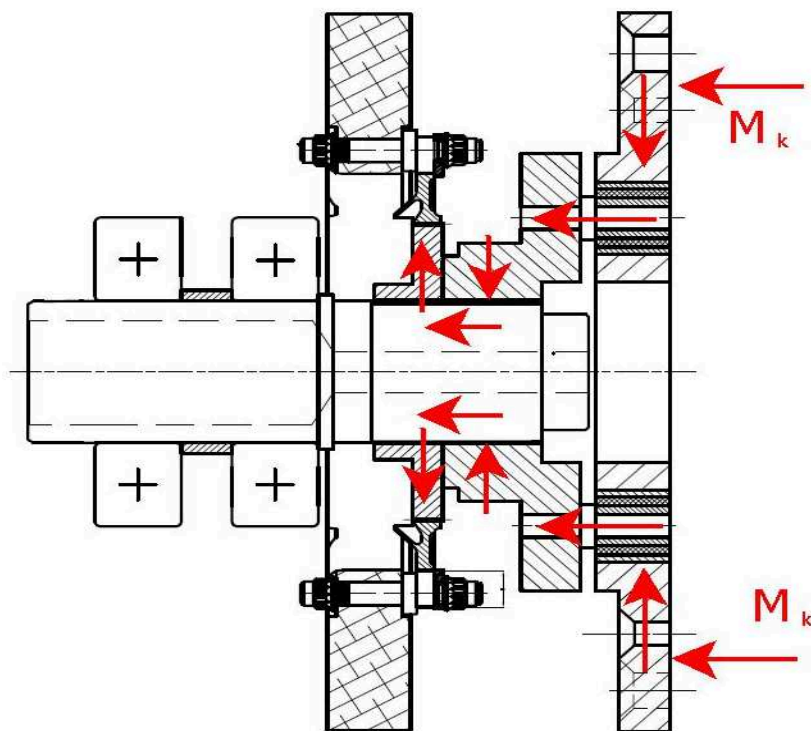
Dělení zařízení dle kinematického kritéria:

- **Nepohyblivá část zařízení:**

Tato část se skládá ze svařovaného rámu a těhlice, ke které je přišroubován třmen. Ten je originálním dílem brzdy. Rám je tvořen nosnou trubkou, ke které jsou přivařeny dvě příruby, z nichž jedna je přišroubována k přírubě Torque sensor a druhá je přišroubována k těhlici. V nosné trubce je vyřezán otvor pro vstup chladicího vzduchu.

- **Pohyblivá část zařízení:**

Pohyblivá část zařízení se skládá z příruby přišroubované k přírubě Inertia hub, která je upevněna na válcovém konci výstupního hřídele dynamometru. Dynamometr je nákladné zařízení a jeho výstupní hřídel nesmí být namáhán žádným ohybovým momentem, proto budou do příruby přišroubované k přírubě Inertia hub zalisovány silentbloky. Ty zamezí přenosu ohybových momentů a rázu na výstupní hřídel dynamometru. Přenos kroutícího momentu mezi přírubami nasazenými na hřídeli a hřídelí je realizován pomocí evolventního drážkování. Tok kroutícího momentu je patrný z obrázku 3.1. Hřídel je uložen ve dvou zakrytovaných jednořadých kuličkových ložiskách, s plastickým mazivem Solid oil .

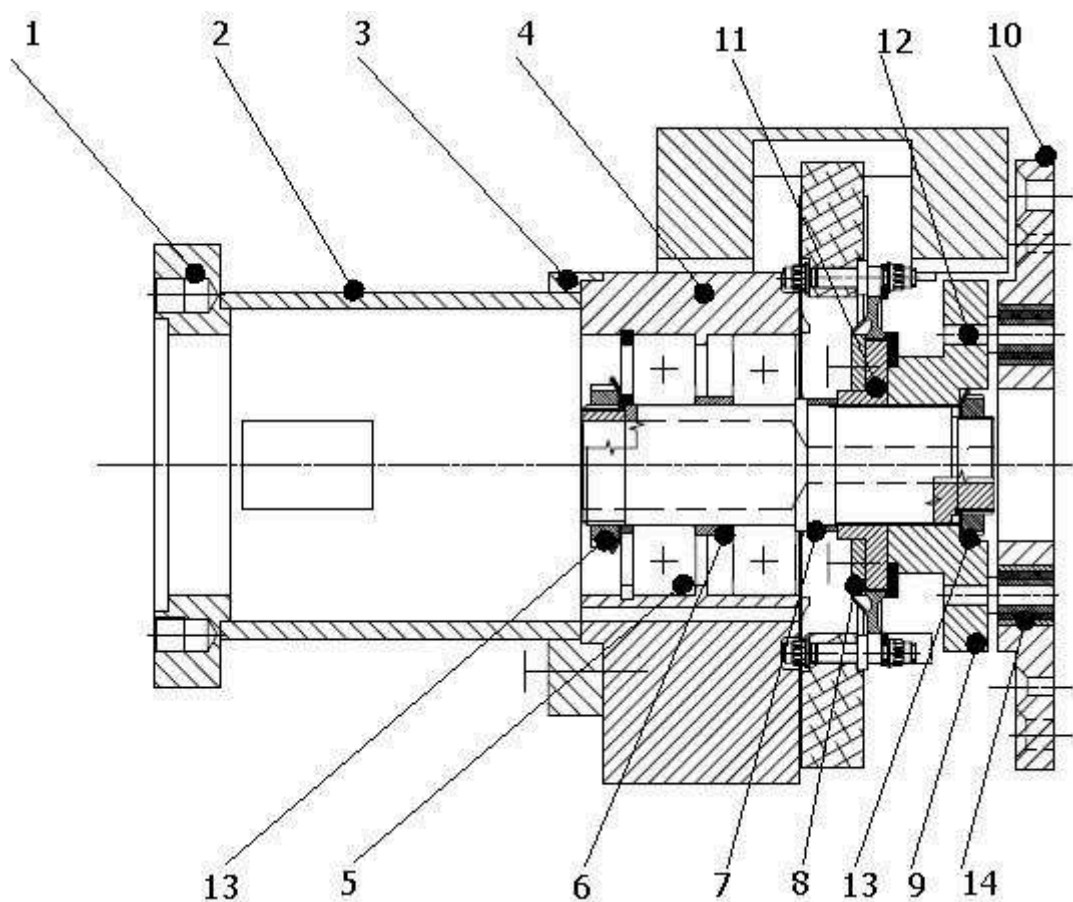


Obr. 3.1 Tok kroutícího momentu

Dělení zařízení dle původu dílu:

- **Díly normalizované nebo vyráběné:**

Normalizované nebo vyráběné díly jsou zobrazeny na obrázcích 3.2 a 3.3.



Obr. 3.2 Popis zařízení- nárys

1 Příruba proti přírubě Torqueu sensor

2 Nosná trubka

3 Příruba proti těhlici

4 Těhlice

5 Jednořadá zakrytované kuličkové ložisko

6 Distanční trubka

7 Distanční trubka

8 Opěrný kroužek

9 Příruba přenášející Mk na hřídel

10 Příruba proti přírubě Inertia hub

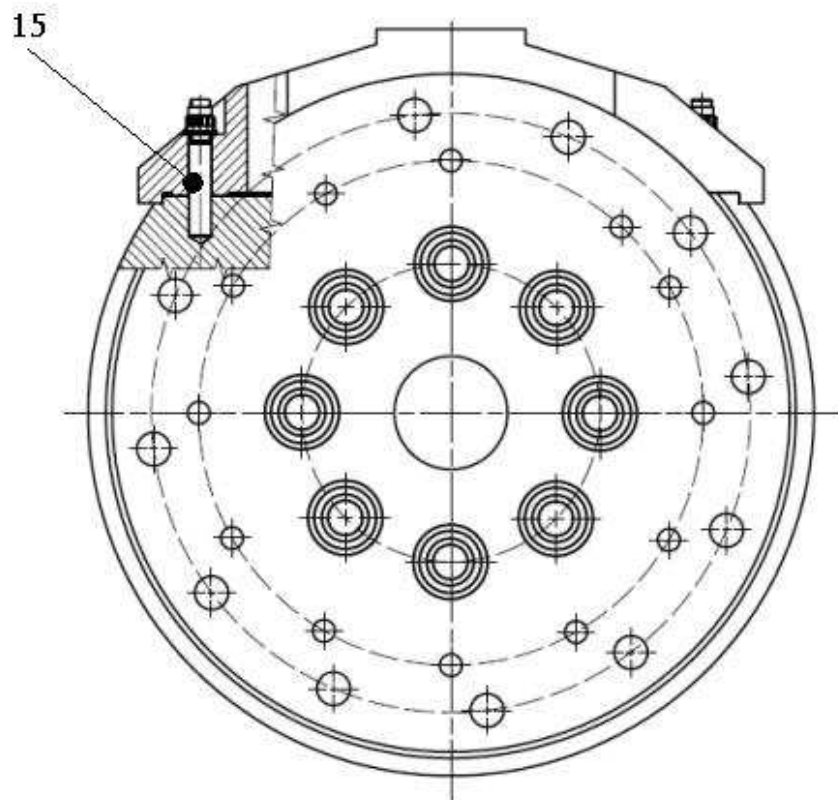
11 Příruba přenášející Mk ke kotouči

12 Čep

13 KM matice

14 Pouzdrová pružina

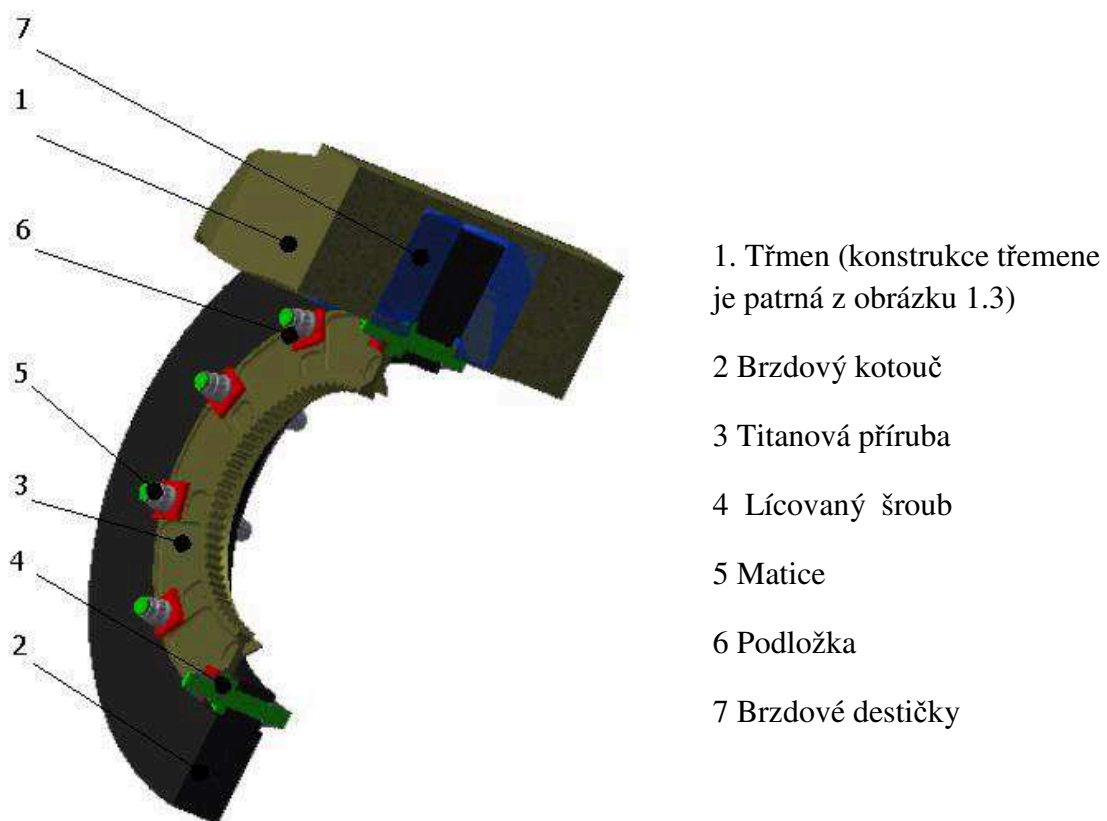
15 Zalisovaný šroub



Obr. 3.3 Popis zařízení- bokorys

- **Originální díly pocházející z monopostu F1:**

Díly pocházející z monopostu formule 1 jsou zobrazeny na obrázku 3.4.



Obr.3.4 díly pocházející z monopostu F1

4.Návrh a výpočet hřídele

Předběžný výpočet minimálního průměru hřídele z krutu:

Materiál hřídele byla zvolena ocel 15 260. Tato ocel má mez kluzu $Re_{15\ 260}=637$ MPa dle [1]. Statická bezpečnost vůči mezi kluzu byla zvolena $k_s=2$.

$$\sigma_{D15\ 260} = \frac{Re_{15\ 260}}{k_s} = \frac{637}{2} = 318,5\ MPa \quad (4.1)$$

Dovolené napětí v krutu se určí dle hypotézy HMH:

$$\tau_{Dk15\ 260} = 0,577 \cdot \sigma_{D15\ 260} = 0,577 \cdot 318,5 = 183,4\ MPa \quad (4.2)$$

Potřebný modul v krutu W_k :

$$\tau_k \leq \tau_{Dk\ 15\ 260} \quad (4.3)$$

$$W_k = \frac{M_k}{\tau_{Dk\ 15\ 260}} = \frac{3000 \cdot 10^3}{183,4} = 16357,68\ mm^3 \quad (4.4)$$

Výpočet minimálního průměru hřídele D' dle [9] :

Poměr vnitřního průměru hřídele d k vnějšímu průměru hřídele D byl zvolen $\frac{d}{D} = 0,3$

$$D' = \sqrt[3]{\frac{W_k \cdot 16}{\pi \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right)}} = \sqrt[3]{\frac{16\ 357,68 \cdot 16}{\pi \cdot (1 - 0,3^4)}} = 43,79\ mm \quad (4.5)$$

Vnější průměr hřídele D byl zvolen $D=55$ mm

Určení vnitřního průměru d :

$$d = 0,3 \cdot D = 0,3 \cdot 55 = 16,5\ mm \quad (4.6)$$

Vnitřní průměr d byl zvolen $d=16$ mm.

4.1 Návrh drážkování hřídele:

Bylo zvoleno evolventní drážkování 55x1,25x9H/9d ČSN 01 4953

Kontrola minimálního průřezu hřídele dle [9]:

$$D' \leq df_{1,2} \quad (4.7)$$

$$43,79 \leq 55 - 2,2 \cdot 1,25$$

$$43,79mm \leq 52,25mm$$

Navrhovaný typ drážkování minimální nosný průřez nesnižuje.

Určení rozměrů drážkování důležitých pro výpočet:

Hlavový průměr drážkování hřídele $d_{a1,2}$ dle [9]:

$$d_{a1,2} = D - 0,2 \cdot m_{1,2} = 55 - 0,2 \cdot 1,25 = 54,75 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Hlavový průměr drážkování v náboji $D_{a1,2}$ dle [9]:

$$D_{a1,2} = D - 2 \cdot m_{1,2} = 55 - 2 \cdot 1,25 = 52 \text{ mm} \quad (4.9)$$

Střední průměr spoje dle [9]:

$$D_{s1,2} = \frac{d_{a1,2} + D_{a1,2}}{2} = \frac{54,75 + 52}{2} = 53,375 \text{ mm} \quad (4.10)$$

Společná výška stykové plochy h_{sp} dle [9]:

$$h_{sp1,2} = \frac{d_{a1,2} - D_{a1,2}}{2} = 1,375 \text{ mm} \quad (4.11)$$

Počet zubu drážkovaného spoje z dle [9]:

$$z_{1,2}=42$$

Relativní funkční počet drážek φ byl zvolen pro středění na boky zubů $\varphi_{1,2} = 0,5$ dle [2]

Určení síly přenášené jedním zubem F_{1z} dle [9]:

$$F_{1z1,2} = \frac{2 \cdot M_k}{D_{s1,2} \cdot z_{1,2} \cdot \varphi_{1,2}} = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 10^3}{53,375 \cdot 42 \cdot 0,5} = 5\,352,9 \text{ N} \quad (4.12)$$

4.1.1 Návrh minimální délky drážkování náboje příruby přenášející kroutící moment od dynamometru na hřídel

Příruba bude vyrobena z měkčího materiálu než hřídel, proto bude do výpočtu brána hodnota dovoleného tlaku pro materiál příruby. Materiál příruby byl zvolen ocel 11 700. Smluvní mez pevnosti této oceli je $R_{m11\,700} = 686 \div 834$ MPa dle [1]. Dovolенý tlak pro ocel 11 700 a provozní podmínky s mikroposuvy je dle [3] $p_{D11\,700} = 140$ MPa.

Výpočet minimální délky drážkování l_{p1} dle [9]:

$$l_{p1} = \frac{F_{1z1,2}}{h_{sp1,2} \cdot p_{d\,11\,700}} = \frac{5\,352,9}{1,375 \cdot 140} = 27,8 \text{ mm} \quad (4.13)$$

Délka drážkování byla zvolena 30,1 mm.

4.1.2 Návrh délky drážkování příruby přenášející kroutící moment z hřídele do titanové příruby

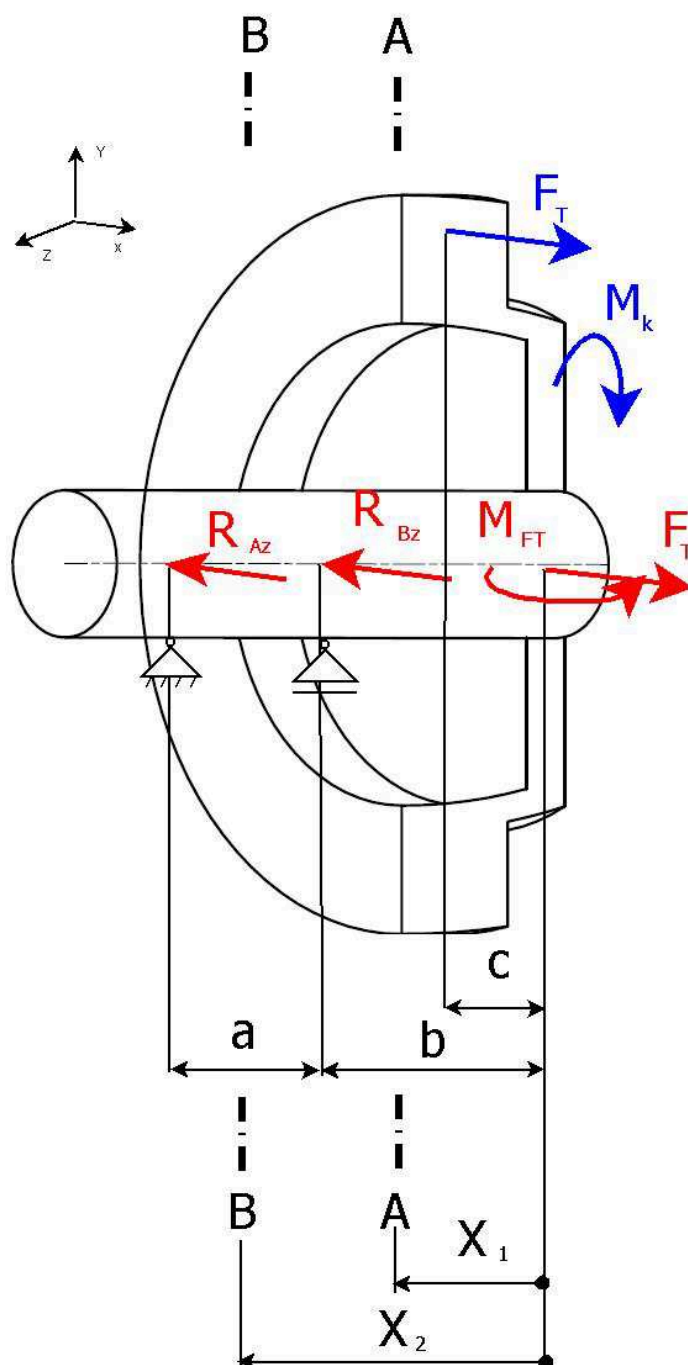
Materiál příruby a hřídele byl zvolen stejný, tedy ocel 15 260. Smluvní mez pevnosti této oceli je dle [1] $R_{m15\,260} = 785 \div 932$ MPa. Dovolенý měrný tlak tohoto materiálu je pro provozní podmínky s mikroposuvy dle [3] $p_{D15\,260} = 170$ MPa.

Výpočet minimální délky drážky l_{p2} dle [9]:

$$l_{p2} = \frac{F_{1z1,2}}{h_{sp1,2} \cdot p_{d\,15\,260}} = \frac{5\,352,9}{1,375 \cdot 170} = 22,9 \text{ mm} \quad (4.14)$$

4.2 Výpočet a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil

Zatížení hřídele je patrné z obrázku 4.1.



Obr. 4.1 Zatížení hřídele s označenými řezy

$a=46 \text{ mm}$

$b=44,74 \text{ mm}$

$c=13,24$

$D_{ks}=234 \text{ mm}$ výpočtový průměr kotouče

Síla působící na výpočtovém průměru kotouče F_T :

$$F_T = \frac{2 \cdot M_k}{D_{sk}} = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 10^3}{234} = 25\,641\,N \quad (4.15)$$

Přídavný moment vzniklý nesouosostí brzdového kotouče a náboje příruby přenášející kroutící moment od hřídele ke kotouči M_{FT} :

$$M_{FT} = F_T \cdot c = 25\,641 \cdot 13,24 = 339\,486\,N \cdot mm \quad (4.16)$$

Výpočet reakcí:

Reakce R_{Bz} byla určena z momentové rovnováhy k podpěře A:

$$\sum M_{iA} = R_{Bz} \cdot a + F_T \cdot (a + b) - M_{FT} = 0 \quad (4.17)$$

$$R_{Bz} = \frac{M_{FT} - F_T \cdot (a + b)}{a} = \frac{339\,486 - 25\,641 \cdot (46 + 44,74)}{46} = -43\,199\,N$$

Reakce R_{Az} byla určena ze součtu sil rovnoběžných s osou Z:

$$\sum F_{iz} = R_{Az} - R_{Bz} + F_T = 0 \quad (4.18)$$

$$R_{Az} = F_T - R_{Bz} = 25\,641 - (-43\,199) = 17\,558\,N$$

Rovnice ohybových a točivých momentu a posouvajících sil v oblasti řezu A-A:

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxz1} = F_T \cdot x_1 - M_{FT} \quad (4.19)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{oxz1} = 25\,641 \cdot 0 - 339\,486 = -339\,486\,N \cdot mm \quad (4.20)$$

$$x_1 = b \rightarrow M_{oxz1} = 25\,641 \cdot 44,74 - 339\,486 = 807\,692\,N \cdot mm \quad (4.21)$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$x_1 = 0 \rightarrow T_{xz1} = 3000 \cdot 10^3\,N \cdot mm \quad (4.22)$$

Rovnice průběhu posouvajících se sil:

$$x_1 = 0 \rightarrow F_{xz1} = F_T = 25\,641\,N \quad (4.23)$$

Rovnice ohybových a točivých momentů a posouvajících sil v oblasti řezu B-B:

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{oxz2} = F_T \cdot x_2 - M_{FT} - R_{Bz} \cdot (x_2 - a) \quad (4.24)$$

$$\begin{aligned} x_2 = a \rightarrow M_{oxz2} &= 25\,641 \cdot 44,74 - 339\,486 - 43\,199 \cdot (46 - 46) = \\ &= 807\,692 \, N \cdot mm \end{aligned} \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} x_2 = a + b \rightarrow M_{oxz2} &= 25\,641 \cdot (46 + 44,74) - \\ &- 339\,486 - 43\,199 \cdot (46 + 44,74 - 46) = 0 \, N \cdot mm \end{aligned} \quad (4.26)$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$x_2 = a \rightarrow T_{xz2} = 0 \, N \cdot mm \quad (4.27)$$

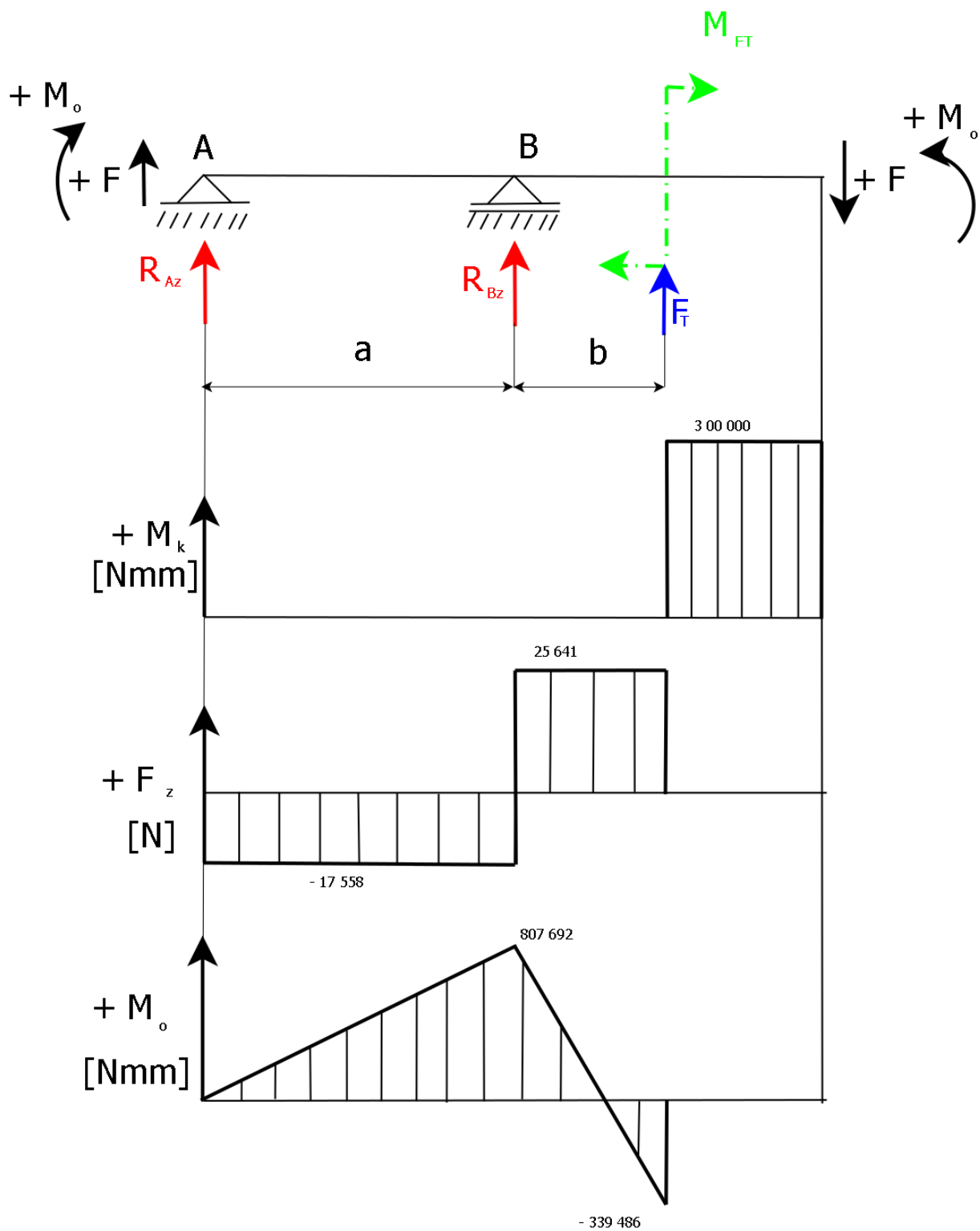
$$x_2 = a + b \rightarrow T_{xz3} = 0 \, N \cdot mm \quad (4.28)$$

Rovnice průběhu posouvajících se sil:

$$x_2 = a \rightarrow F_{xz2} = R_{Bz} = -43\,199 \, N \quad (4.29)$$

$$x_2 = a + b \rightarrow F_{xz3} = R_{Az} = 17\,558 \, N \quad (4.30)$$

Výpočtový model hřídele, průběhy ohybových a kroutících moment, a posouvajících se sil jsou zobrazeny na obrázku 4.2.



Obr.4.2 Výpočtový model hřídele, průběhy ohybových a krutících momentů, a posouvajících se sil

4.3 Statická kontrola hřídele:

Pro statickou kontrolu hřídele byly vybrány průřezy v místech řezů A-A a B-B.

Statická kontrola průřezu A-A:

Ohybové napětí v místě řezu A-A σ_{A-A} dle [1]:

$$\sigma_{A-A} = \frac{M_{oA-A}}{W_{oA-A}} = \frac{M_{FT}}{\frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{df_1^4 - d^4}{df_1} \right)} = \frac{339\,486}{\frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{52,25^4 - 16^4}{52,25} \right)} = 24,5 \text{ MPa} \quad (4.31)$$

Tečné napětí v místě řezu A-A τ_{kA-A} dle [1]:

$$\tau_{kA-A} = \frac{T_{xz1}}{W_{kA-A}} = \frac{Mk}{\frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{df_1^4 - d^4}{df_1} \right)} = \frac{3000 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{52,25^4 - 16^4}{52,25} \right)} = 108 \text{ MPa} \quad (4.32)$$

Statická bezpečnost v místě řezu A-A k_{sA-A} dle [1]:

$$k_{sA-A} = \frac{R_e 15\,260}{\sqrt{(\alpha_{\sigma o} \cdot \sigma_{A-A})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau} \cdot \tau_{kA-A})^2}}$$
$$k_{sA-A} = \frac{637}{\sqrt{(2 \cdot 24,5)^2 + 3 \cdot (2,6 \cdot 108)^2}} = 1,3 \quad (4.33)$$

Součinitel koncentrace napětí v ohybu $\alpha_{\sigma o}$ byl zvolen $\alpha_{\sigma o} = 2$ (pro evolventní drážkování).

Součinitel koncentrace napětí v krutu α_{τ} byl zvolen $\alpha_{\tau} = 2,6$ (pro evolventní drážkování).

Vypočtená statická bezpečnost je dostačující.

Statická kontrola průřezu B-B:

V místě řezu je hřídel namáhaná pouze ohybem.

Ohybové napětí v místě řezu B-B σ_{B-B} dle [1]:

$$\sigma_{B-B} = \frac{M_{oB-B}}{W_{oB-B}} = \frac{F_T \cdot b - M_{FT}}{\frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)} = \frac{25\,641 \cdot 44,74 - 339\,486}{\frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{55^4 - 40^4}{55} \right)} = 68,6 \text{ MPa} \quad (4.34)$$

Statická bezpečnost v místě řezu B-B $k_{s\ B-B}$ dle [1]:

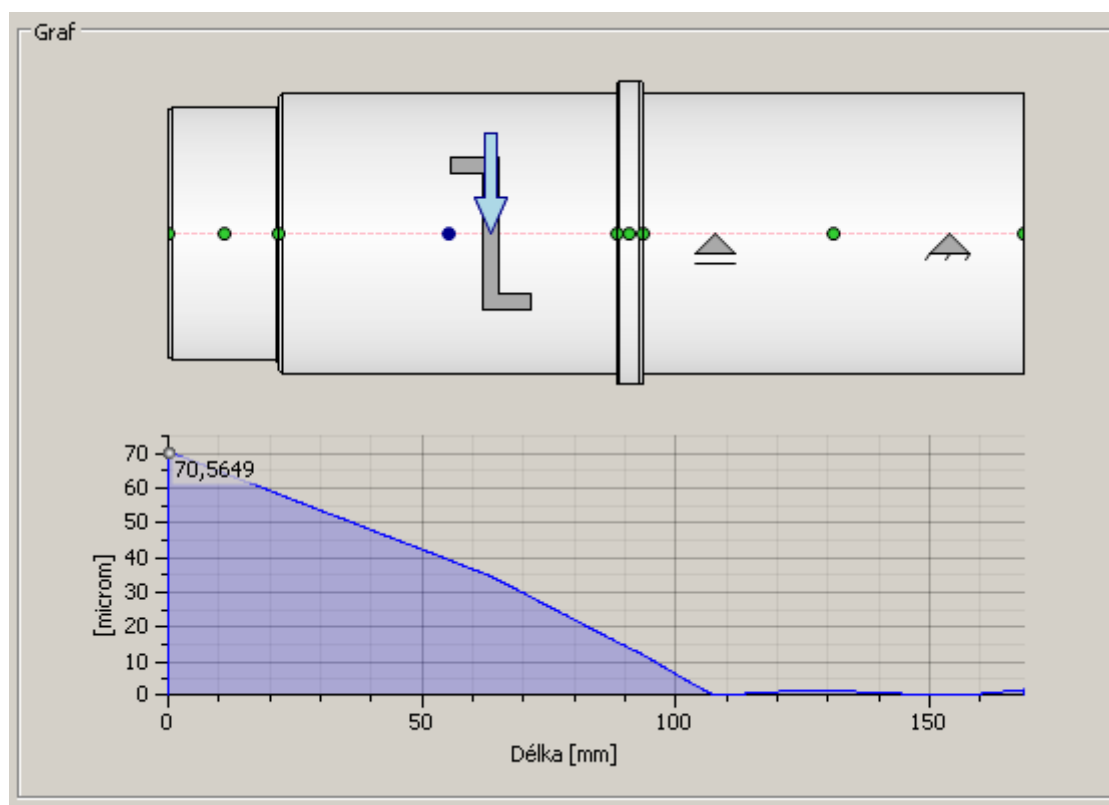
$$k_{s\ B-B} = \frac{R_{e\ 15\ 260}}{\sigma_{B-B}} = \frac{637}{68,6} = 9,2 \quad (4.35)$$

Hřídel je z hlediska statické bezpečnosti dostatečně dymenzovaná.

4.4 Kontrola hřídele na průhyb a úhlu naklonění pod ložisky:

Výpočet průhybu a úhlu naklonění byl proveden pomocí software Autodesk Inventor 2013. Do programu bylo zadáno zatěžující síla působící v rovině x-z $F_T=25\ 641\ \text{N}$, zatěžující ohybový moment působící v rovině x-z $M_{FT}= 339\ 486\ \text{Nmm}$. Ložiska byla nahrazena podpěrami, které byly zavedeny do jejich středu.

Výpočet průhybu:

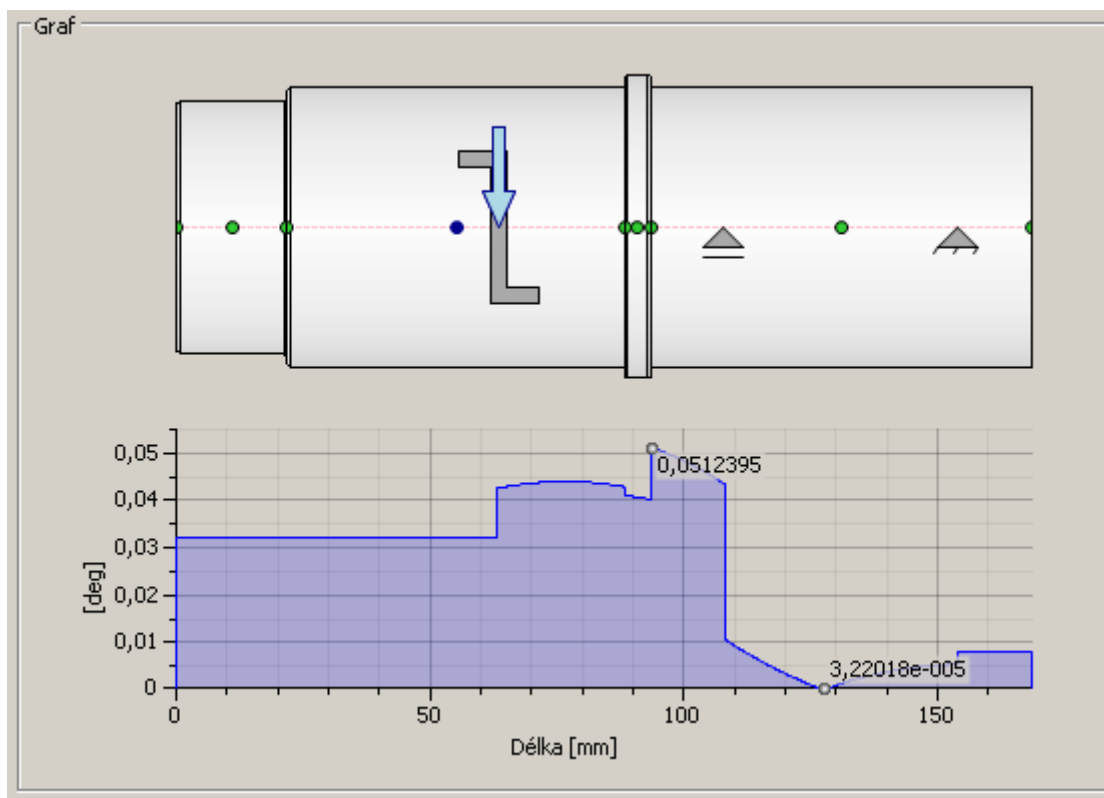


Obr.4.3 Výpočet průhybu

Graf vypočteného průhybu hřídele je zobrazen na obrázku 4.3. Maximální průhyb byl vypočten $w_{\max}=0,0706\ \text{mm}$ v tomto místě se však nachází pouze KM matice, tudíž nemá na správnou funkci zařízení vliv. V místě, kde je nasazena příruba přenášející krouticí moment z dynamometru, byl vypočten maximální průhyb $w_p=0,060\ \text{mm}$ velikost tohoto

průhybu se zanedbá vliv v drážkování mezi přírubou a hřídelí, a užitím silentbloku. Výstupní hřídel dynamometru nebude namáhán ohybovým momentem a velikost tohoto průhybu tedy správnou funkci zařízení nenaruší.

Výpočet úhlu naklopení :



Obr.4.4 Výpočet úhlu naklopení

Graf vypočteného úhlu naklopení je zobrazen na obrázku 4.4. Maximální úhel naklopení byl vypočten $\varphi_{max} = 0,051^{\circ}$. Toto naklopení se nachází v osazení, nebude mít tedy na správnou funkci ložisek vliv. Nevětší úhel naklopení pod ložisky je v místě podpěry B $\varphi_{Lmax} = 0,045^{\circ}$. Maximální dovolený úhel naklopení pro jednořadá kuličková ložiska je dle [8] $\varphi_D = 0,16^{\circ}$. Maximální úhel naklopení pod ložisky φ_{Lmax} nepřesahuje dovolený úhel naklopení pro danou konstrukci ložiska φ_D , navrhovaná hřídel tedy z tuhostního hlediska vyhovuje.

5. Kontrola evolventního drážkování mezi přírubou přenášející kroutící moment z hřídele a mezi titanovou přírubou:

Titanová příruba, která v tomto spoji tvoří náboj, je originální díl, na kterém je již vyrobeno evolventní drážkování INT/EXT 76z × 1,5m × 30,OP × 7H/7h ISO 4156

Určení rozměrů drážkování důležitých pro výpočet:

Hlavový průměr drážkování hřidel d_{a3} dle [9]:

$$d_{a3} = d_3 = 115,5 \text{ mm} \quad (5.1)$$

Hlavový průměr drážkování v náboji D_{a3} dle [9]:

$$D_{a3} = d_3 - 2 \cdot m = 115,5 - 2 \cdot 1,5 = 112,5 \text{ mm} \quad (5.2)$$

Střední průměr spoje D_{s3} dle [9]:

$$D_{s3} = \frac{d_{a3} + D_{a3}}{2} = \frac{115,5 + 112,5}{2} = 114 \text{ mm} \quad (5.3)$$

Společná výška stykové plochy h_{sp3} dle [9]:

$$h_{sp3} = \frac{d_{a3} - D_{a3}}{2} = \frac{115,5 - 112,5}{2} = 1,25 \text{ mm} \quad (5.4)$$

Počet zubů drážkovaného spoje z_3 dle [9]:

$$z_3 = 76$$

Relativní funkční počet drážek φ byl zvolen pro středění na hlavy $\varphi_3 = 0,75$ dle [2].

Určení síly přenášené jedním zubem F_{1z3} dle [9]:

$$F_{1z3} = \frac{2 \cdot M_k}{D_{s3} \cdot z_3 \cdot \varphi_3} = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 10^3}{114 \cdot 76 \cdot 0,75} = 923,4 \text{ N} \quad (5.5)$$

Délka drážkování v titanové přírubě l_{p3} :

$$l_{p3} = 9,3 \text{ mm}$$

Kontrolní výpočet bude proveden pro přírubu přenášející kroutící moment od hřídele, a to z důvodu, že titanová příruba je již s daným drážkováním originálně vyrobena. Ocelová příruba je vyrobena z materiálu 15 260.1. Dovolенý tlak této oceli je pro provozní podmínky s mikroposuvy $p_{D15\ 260}=170\text{ MPa}$ dle [3]. Výpočet byl proveden dle [9].

$$p_{p3} \leq p_{d\ 15\ 260}$$

$$p_{p3} = \frac{F_{1z3}}{h_{sp3} \cdot l_{p3}} = \frac{923,4}{1,25 \cdot 9,3} = 79,4\text{ MPa} \quad (5.6)$$

$$79,4 < 170 \Rightarrow \text{Navrhovaný materiál vyhovuje}$$

6.Kontrola ložisek

Pro uložení hřídele byla zvolena jednořadá zakrytovaná kuličková ložiska s plastickým mazivem Solid oil 6311-2RS1/W64 * řady s vyšší únosností Explorer od firmy SKF. Tato ložiska jsou na hřídeli nalisována a jejich poloha je vymezena pomocí distančních trubek, které jsou dotaženy KM maticí. Nejdůležitější parametry ložiska jsou zobrazeny na obrázku 6.1.

Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Omezující rychlost	Označení
d	D	B	dynamické C	statické C ₀	r/min	** ložisko SKF Explorer
mm			kN			-
55	120	29	74,1	45	2700	6311-2RS1/W64 *

Faktory výpočtu
 k_r 0,03
 f_0 13

Obr.6.1 Technické parametry a rozměry ložiska dle [4]

Na ložisko působí reakční síla od brzdového kotouče. Reakční síla působí pouze v jedné rovině. Největší reakční síla je v podpěře B, proto byl výpočet proveden pro ložisko v jejím místě. V této podpěře působí reakční síla $R_{Bz}=43\,199\text{ N}$.

Výpočet trvanlivosti ložiska byl proveden pomocí software na internetových stránkách firmy SKF. Do tohoto výpočtu byly zadány tyto hodnoty:

- Radiální síla $F_r=43\,199\text{ N}$
- Axiální síla je nulová F_a
- Otáčky vnitřního kroužku ložiska $n_i=2\,000\text{ min}^{-1}$
- Teplota, na kterou se ložisko během provozu zařízení ohřeje: $80\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Ložisko je již dodáváno s typem maziva MT33

Bearing life : 6311-2RS1/W64	
Error	
The load (=43.2kN) is too high to calculate a valid grease life.	
Result	
L_{10mh} SKF rating life	64.7 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	1.54
κ Viscosity ratio	2
P Equivalent dynamic bearing load	43.2 kN
η_c Factor for contamination level	0.85
v₁ Required kinematic viscosity for κ=1	8.98 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	42.1 hour
L₁₀ Capped bearing grease life	⚡ hour
C/P Load ratio	1.72

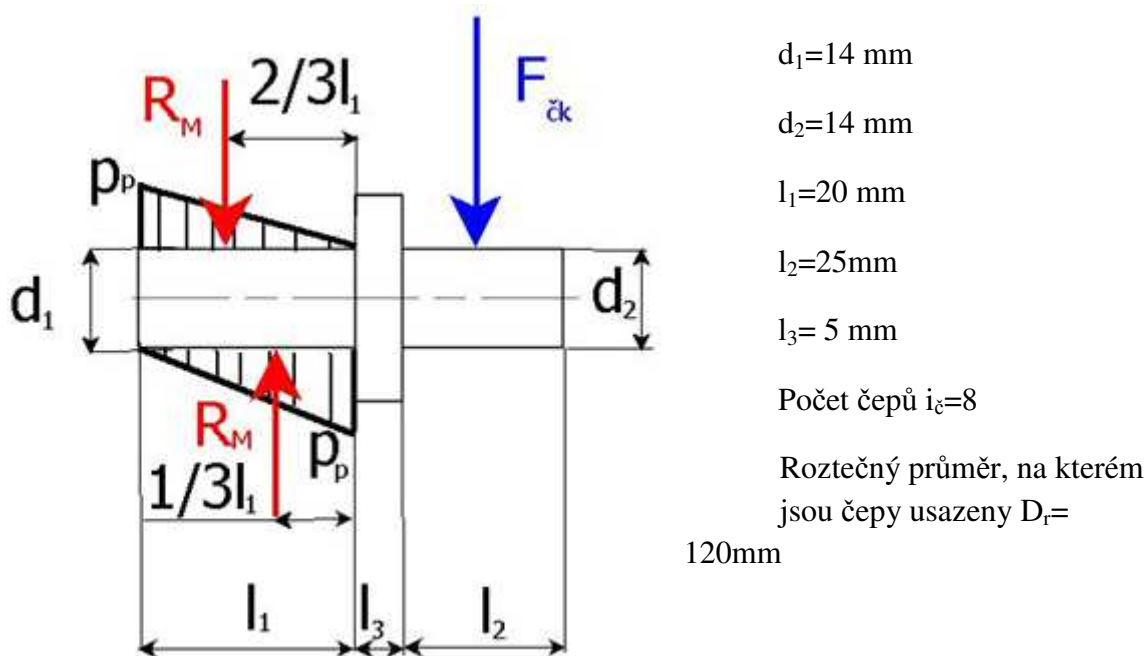
Obr.6.3 Vypočtená trvanlivost ložiska dle [4]

Výsledek z kalkulátoru SKF je zobrazen na obrázku 6.3. Vypočtená trvanlivosti ložiska je dle ISO $L_{10h} = 42,1$ hodin a dle SKF $L_{10mh} = 64,7$ hodin. Vypočtené trvanlivosti ložisek jsou v porovnání s jinými stroji nízké, nicméně u zkušebního zařízení tohoto druhu jsou postačující. Trvanlivost dle ISO zaručuje v přepočtu na osmihodinové pracovní směny pěti denní provoz. Po této době je nutná výměna ložisek. Trvanlivost ložisek by se dala prodloužit náhradou jednořadých kuličkových ložisek za válečkové. Tento typ ložisek však výrobce nevyrábí se zakrytváním a byla nutná úprava pro umístění krytu. Což by zvyšovalo složitost výroby, montáže a v neposlední řadě cenu zařízení.

7. Kontrola čepu mezi přírubami:

Rozměry čepu plynoucího z konstrukčního řešení :

Schéma zatížení a základních rozměrů čepu jsou zobrazeny na obrázku 7.1.



Obr.7.1 Zatížení a základní rozměry čepu

Výpočet bezpečnosti čepu:

Čep je namáhán ohybem a stříhem. Ohybová složka napětí v čepu však významně převyšuje složku tečného napětí vyvolaného stříhovým namáháním. Z toho důvodu bude výpočet proveden pouze na ohyb dle [1].

Síla v jednom čepu od přenášeného kroutícího momentu F_{ck} dle [1]:

$$F_{ck} = \frac{M_k \cdot 2}{D_r \cdot i_c} = \frac{3000 \cdot 10^3 \cdot 2}{120 \cdot 8} = 6250 \text{ N} \quad (7.1)$$

Výpočet maximálního ohybového napětí v čepu $\sigma_{o\check{c}}$ dle [1]:

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} = \frac{F_{ck} \cdot (l_3 + \frac{l_2}{2})}{\frac{\pi}{32} \cdot d_1^3} = \frac{6250 \cdot (5 + \frac{25}{2})}{\frac{\pi}{32} \cdot 14^3} = 406 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

Výpočet bezpečnosti čepu $k_{sč}$ dle [1]:

Materiál čepu: byla zvolena ocel 15 230.6. Mez kluzu tohoto materiálu je $R_{e15\ 230} = 750\text{MPa}$.

$$k_{sč} = \frac{R_{e15\ 230}}{\sigma_{oč}} = \frac{750}{406} = 1,84 \quad (7.3)$$

Vypočtená bezpečnost je dostačující.

Kontrola na otlačení příruby o čep:

Příruba bude vyrobena z oceli 11 700, tedy z měkčí oceli, než je materiál čepu. Proto bude výpočet proveden pro přírubu. Dovolený měrný tlak pro provozní podmínky pevné uložení $p_{Dp11\ 700} = 190\text{ MPa}$ dle [3].

Výpočet reakce v čepu R_M dle [1]:

$$R_M \cdot \frac{1}{3} \cdot l_1 = F_{čk} \cdot \left(l_3 + \frac{l_2}{2} \right) \quad (7.4)$$

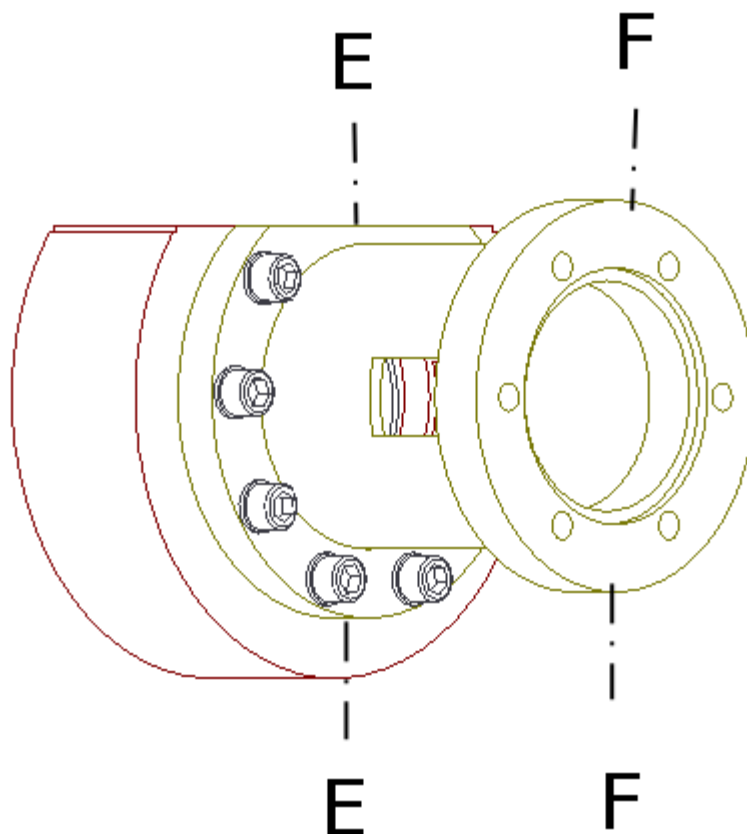
$$R_M = \frac{3 \cdot F_{čk} \cdot \left(l_3 + \frac{l_2}{2} \right)}{l_1} = \frac{3 \cdot 6\ 250 \cdot \left(5 + \frac{25}{2} \right)}{20} = 16\ 406\ N$$

Výpočet tlaku v přírubě p_p dle [1]:

$$p_p = \frac{R_M}{d_1 \cdot l_1} = \frac{16\ 406}{14 \cdot 20} = 58,6\ MPa \quad (7.5)$$

$58,6 < 190 \Rightarrow$ Vyhovuje

8. Pevnostní kontrola šroubových spojů:



Obr. 8.1 Označení míst šroubových spojů

Kontrola byla provedena pro šroubové spoje označené na obrázku 8.1 a pro šroubový spoj mezi přírubou a těhlicí. Šroubový spoj v místě F-F je spoj mezi přírubou navařenou k nosné trubce a přírubou Torque sensor.

8.1 Kontrola bezpečnosti šroubového spoje v místě řezu E-E

Základní parametry tohoto spoje:

- Roztečný poloměr šroubů $R_p=100$ mm
- Počet šroubu byl zvolen $i_{s1}=8$
- Součinitel smykového tření mezi přírubou a těhlicí byl zvolen $f_{t-p}=0,15$ dle [2]
- Součinitel smykového tření v závitech byl zvolen pro neupravený povrch šroubu a neupravený povrch závitů v těhlicí, a pro dotahování bez mazání $f_{z1}=0,24$ dle [2]
- Bezpečnost proti prokluzu byla zvolena $k_{p1}=1,5$
- Šroub bude vyroben z materiálu pevnostní třídy 8.8
- Závit šroubu byl zvolen M16x1

- Důležité hodnoty tohoto závitu pro výpočet dle [5] :
 - $d_3=14,773\text{mm}$
 - $d_2=15,350\text{mm}$
 - $D_1=14,917\text{mm}$

Výpočet potřebné osově síly k zachycení kroutícího momentu $F_{o1\dot{s}}$ dle [10]:

$$\frac{M_k}{R_p} \cdot k_{p1} = F_{o1\dot{s}} \cdot i_{\dot{s}1} \cdot f_{t-p} \quad (8.1)$$

$$F_{o1\dot{s}} = \frac{\frac{M_k}{R_p} \cdot k_{p1}}{i_{\dot{s}1} \cdot f_{t-p}} = \frac{\frac{3000 \cdot 10^3}{100} \cdot 1,5}{8 \cdot 0,15} = 37\,500\text{N}$$

Tahové napětí ve šroubu $\sigma_{t\dot{s}1}$ dle [2]:

$$\sigma_{t\dot{s}1} = \frac{F_{o1\dot{s}}}{S} = \frac{4 \cdot 37\,500}{\pi \cdot 14,773^2} = 218,7\text{MPa} \quad (8.2)$$

Tečné napětí ve šroubu $\tau_{k\dot{s}1}$ dle [2]:

$$\tau_{k\dot{s}1} = \frac{M_{TZ}}{W_k} = \frac{F_{o1\dot{s}} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{37\,500 \cdot \operatorname{tg}(1,156 + 15,49) \cdot \frac{15,350}{2}}{\frac{\pi \cdot 14,773^3}{16}} \quad (8.3)$$

$$\tau_{k\dot{s}1} = 136\text{MPa}$$

Úhel stoupání závitu ψ dle [2]:

$$\psi = \operatorname{arctgt} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctgt} \frac{1}{\pi \cdot 15,350} = 1,156^\circ \quad (8.4)$$

Třecí úhel závitu φ dle [2]:

$$\varphi = \operatorname{arctgt} \frac{f_{1z}}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctgt} \frac{0,24}{\cos \frac{30}{2}} = 15,49^\circ \quad (8.5)$$

Redukované napětí dle Guesta $\sigma_{red\check{s}1}$ dle [10]:

$$\sigma_{red\check{s}1} = \sqrt{\sigma_{t\check{s}1}^2 + 4 \cdot \tau_{k\check{s}1}^2} = \sqrt{218,7^2 + 4 \cdot 136^2} = 389,4 \text{ MPa} \quad (8.6)$$

Bezpečnost šroubu $k_{\check{s}1}$ dle [2]:

$$k_{\check{s}1} = \frac{R_{e8.8}}{\sigma_{red\check{s}1}} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 10}{389,4} = 1,65 \quad (8.7)$$

Vypočtená bezpečnost je dostačující.

Návrh minimální délky závitu v těhlici z kontroly na otláčení závitů:

Dovolený tlak v závitech je pro šroub pevnostní třídy 8.8 a ocel dle [5] $p_{D\check{s}1} = 150 \text{ MPa}$

Určení otláčující se šířky závitů H_1 dle [10]:

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{16 - 14,917}{2} = 0,5415 \text{ mm} \quad (8.8)$$

Určení minimální délky závitu v těhlici $l_{z1 \min}$ dle [10]:

$$l_{z1 \min} = \frac{F_{o1\check{s}} \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_{D\check{s}1}} = \frac{37\,500 \cdot 1}{\pi \cdot 15,350 \cdot 0,5415 \cdot 150} = 9,57 \text{ mm} \quad (8.9)$$

8.2 Kontrola šroubového spoje v místě řezu F-F :

Základní parametry tohoto spoje:

- Roztečný průměr šroubů $D_{PT}=158,75 \text{ mm}$
- Počet šroubů byl zvolen $i_{\check{s}2}=6$
- Součinitel smykového tření mezi přírubami byl zvolen $f_{PT-PN}=0,15$ dle [2]
- Součinitel smykového tření v závitech byl zvolen pro neupravený povrch šroubu a nepravený povrch závitů v přírubě přivařené k nosné trubce, a pro dotahování bez mazání $f_{z2}=0,24$ dle [2]
- Bezpečnost proti prokluzu byla zvolena $k_{p2}=1,5$
- Šroub bude vyroben z materiálu pevnostní třídy 10.9
- Závit šroubu byl zvolen M16x1
- Důležité hodnoty tohoto závitu pro výpočet :
 - $d_3=14,773 \text{ mm}$
 - $d_2=15,350 \text{ mm}$
 - $d_1=14,917 \text{ mm}$

Výpočet potřebné osově síly k zachycení kroutícího momentu $F_{02\dot{s}}$ dle [10]:

$$\frac{M_k \cdot 2}{D_{PT}} \cdot k_{p2} = F_{02\dot{s}} \cdot i_{\dot{s}2} \cdot f_{PT-PN} \quad (8.10)$$

$$F_{02\dot{s}} = \frac{\frac{M_k \cdot 2}{D_{PT}} \cdot k_{p2}}{i_{\dot{s}2} \cdot f_{PT-PN}} = \frac{\frac{3000 \cdot 10^3 \cdot 2}{158,75} \cdot 1,5}{6 \cdot 0,15} = 62\,992\,N$$

Výpočet tahového napětí v jádře šroubu $\sigma_{t\dot{s}2}$ dle [2]:

$$\sigma_{t\dot{s}2} = \frac{F_{02\dot{s}}}{S} = \frac{4 \cdot 62\,992}{\pi \cdot 14,773^2} = 367,5\,MPa \quad (8.11)$$

Určení smykového napětí v jádře šroubu $\tau_{k\dot{s}2}$ dle [2]:

$$\tau_{k\dot{s}2} = \frac{M_{TZ}}{W_k} = \frac{F_{02\dot{s}} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{62\,992 \cdot \operatorname{tg}(1,156 + 15,49) \cdot \frac{15,350}{2}}{\frac{\pi \cdot 14,773^3}{16}} \quad (8.12)$$

$$\tau_{k\dot{s}2} = 228,3\,MPa$$

Úhel stoupání závitu je dle rovnice 6.4 $\psi = 1,156^\circ$

Třetí úhel závitu je dle rovnice 6.5 $\varphi = 15,49^\circ$

Redukované napětí v jádře šroubu dle Guesta $\sigma_{red\dot{s}2}$ dle [10]:

$$\sigma_{red\dot{s}2} = \sqrt{\sigma_{t\dot{s}2}^2 + 4 \cdot \tau_{k\dot{s}2}^2} = \sqrt{367,5^2 + 4 \cdot 228,3^2} = 586,1\,MPa \quad (8.13)$$

Bezpečnost šroubu $k_{\dot{s}2}$ dle [10]:

$$k_{\dot{s}2} = \frac{R_{e10.9}}{\sigma_{red\dot{s}1}} = \frac{10 \cdot 9 \cdot 10}{586,1} = 1,53 \quad (8.12)$$

Kontrola na otláčení závitů v přírubě navařené na nosnou trubku:

Dovolený tlak v závitech je pro šroub pevnostní třídy 10.9 a ocel dle [5] $p_{D\delta 2} = 200 \text{ MPa}$

Výpočet tlaku v závitech šroubu $p_{\delta 2}$ dle [10]:

$$p_{\delta 2} = \frac{F_{o2\delta} \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot l_{z2}} = \frac{62\,992 \cdot 1}{\pi \cdot 15,350 \cdot 0,5415 \cdot 20} = 120,6 \text{ MPa} \quad (8.13)$$

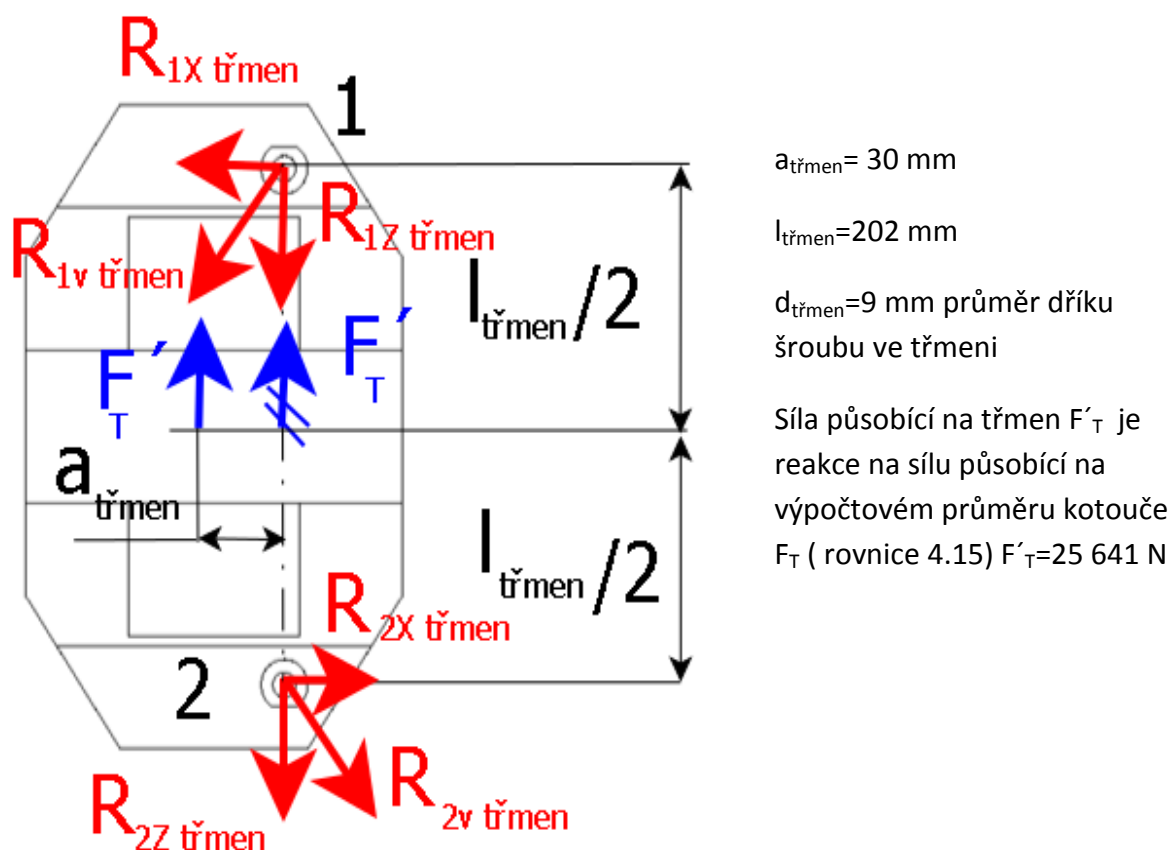
Výška otláčujících se ploch závitu byla vypočtena v rovnici 8.8 $H_1 = 0,5415 \text{ mm}$

$120,6 < 200 \Rightarrow$ Navrhovaná délka závitu je dostačující.

8.3 Pevnostní kontrola šroubů třmene

Třmen je přichycen k těhlici pomocí lícovaných šroubů, které jsou do těhlice zalisovány.

Základní výpočtové parametry spoje jsou znázorněny na obrázku 8.2.



Obr.8.2 Zatížení a výpočtové rozměry třmene

Materiál šroubu ocel 13 420.6 mez kluzu tohoto materiálu je dle [1] $Re_{13\ 240}=540\text{ MPa}$

Výpočet reakcí:

Reakce $R_{2Xtřmen}$ byla určena z momentové věty k bodu 1 dle obr. 8.2:

$$\sum M_{i1} = F'_T \cdot a_{třmen} - R_{2Xtřmen} \cdot l_{třmen} = 0 \quad (8.14)$$

$$R_{2Xtřmen} = \frac{F'_T \cdot a_{třmen}}{l_{třmen}} = \frac{25\ 641 \cdot 30}{202} = 3\ 808\text{ N}$$

Reakce $R_{1Xtřmen}$ byla určena z rovnováhy sil působících v rovnoběžně s osou X:

$$\sum F_{iz} = R_{1Xtřmen} + R_{2Xtřmen} = 0 \quad (8.15)$$

$$R_{1Xtřmen} = -R_{2Xtřmen} = 3\ 808\text{ N}$$

Reakce $R_{1Ztřmen}$ a $R_{2Ztřmen}$ byly určeny z rovnováhy sil působících v rovnoběžně s osou Z:

$$\sum F_{ix} = -R_{1Ztřmen} - R_{2Ztřmen} + F'_T = 0 \quad (8.16)$$

Zatěžující síla rovnoběžná s osou Z je pouze síla F'_T , která se rovnoměrně rozloží na oba šrouby.

$$R_{1Ztřmen} = R_{2Ztřmen} = -\frac{F'_T}{2} = -\frac{25\ 641}{2} = -12\ 820\text{ N} \quad (8.17)$$

Výpočet výsledných reakcí $R_{1vtřmen}$ $R_{2vtřmen}$:

$$R_{1vtřmen} = R_{2vtřmen} = \sqrt{R_{1Ztřmen}^2 + R_{1Xtřmen}^2} = \sqrt{12\ 820^2 + 3\ 808^2} \quad (8.18)$$

$$R_{1vtřmen} = 13\ 373\text{ N}$$

Výpočet bezpečnosti šroubů ze stříhu:

Výpočet tečného napětí v dříku šroubu vyvolaném stříhovým napětím $\tau_{střmen}$ dle [10]:

$$\tau_{střmen} = \frac{R_{1vtřmen}}{S_{dříku}} = \frac{R_{1vtřmen}}{\pi \cdot d_{třmen}^2} = \frac{13\ 373 \cdot 4}{\pi \cdot 9^2} = 210\text{ MPa} \quad (8.19)$$

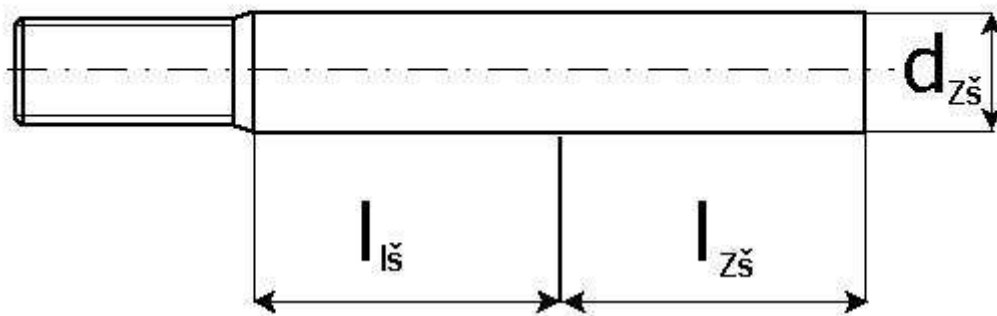
Učení bezpečnosti šroubu $k_{\text{střmen}}$ dle [10]:

Dovolené napětí ve střihu se určí dle hypotézy HMH

$$k_{\text{střmen}} = \frac{\tau_{sd\check{s}}}{\tau_{střmen}} = \frac{0,577 \cdot Re_{13\,240}}{\tau_{střmen}} = \frac{0,577 \cdot 540}{210} = 1,48 \quad (8.20)$$

Vypočtená bezpečnost je dostačující.

Návrh minimální délky zalisování šroubu v těhlici z kontroly na otačení:



Obr.8.3 Zalisovaný šroub

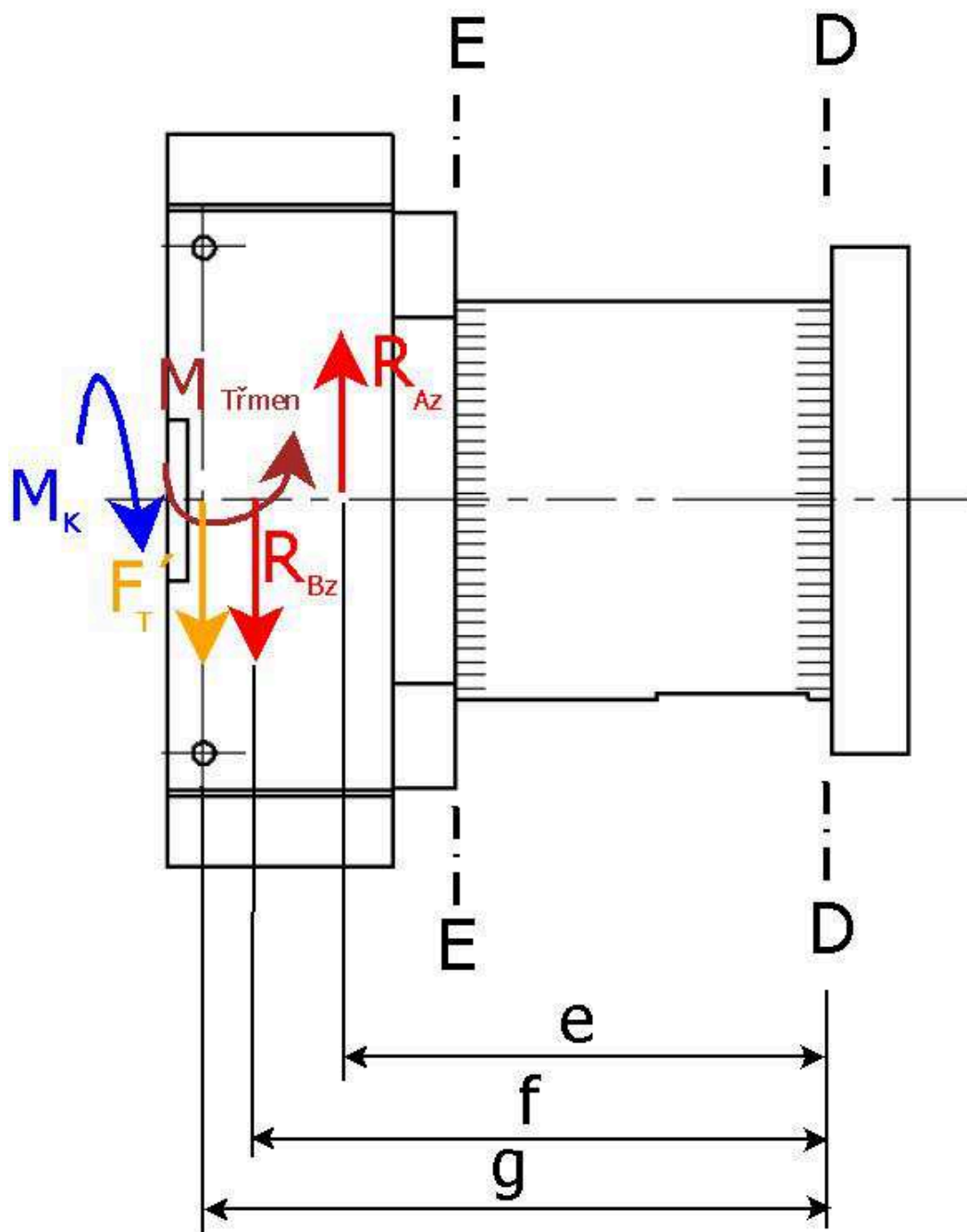
Základní rozměry pro výpočet jsou označeny na obrázku 8.3. Materiál těhlice byla zvolena ocel S355K2+N mez pevnosti tohoto materiálu $R_{mS355K2+N} = 470 \text{ MPa}$ dle[7], dovolený měrný tlak je dle diagramu dovolených měrných tlaků pro pevné uložení a dle $R_{mS355K2+N}$ $p_{DS355K2+N} = 150 \text{ MPa}$. Průměr zalisované části šroubu d_{zs} je shodný s průměrem dřívku šroubu $d_{\text{třmen}} = 9 \text{ mm}$.

$$l_{zs\min} = \frac{R_{1vtřmen}}{d_{zs} \cdot p_{DS355k2+N}} = \frac{13\,373}{9 \cdot 150} = 9,9 \text{ mm} \quad (8.21)$$

Délka zalisování šroubu byla zvolena $l_{zs} = 15 \text{ mm}$.

9. Pevnostní kontrola svarů:

Pevnostní kontrola svarů bude provedena pro svary, které jsou označeny na obrázku 9.1. Oba tyto svary jsou koutové. Výpočet koutových svarů je obtížný proto se provádí náhradou sklopením do rovin ve kterých je svar namáhán smykovým napětím.



Obr.9.1 Označená místa svarů

9.1 Kontrola svaru v místě řezu D-D

Rozměry plynoucí z konstrukčního řešení:

$$e=198,5 \text{ mm}$$

$$f= 249,5 \text{ mm}$$

$$g= 250,78 \text{ mm}$$

$$a_{třmen} = 30 \text{ mm}$$

Velikost zatěžujících sil a momentu:

$$F_T=25\,641 \text{ N}$$

$$R_{BZ}= -43\,199 \text{ N}$$

$$R_{AZ}=17\,558 \text{ N}$$

$$M_{otřmen} = F_t \cdot a_{třmen} = 25\,641 \cdot 30 = 769\,230 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (9.1)$$

Navrhovaný svar a6, způsob poloaautomatické svařování elektrickým obloukem v ochranné atmosféře, při použití svařovacího drátu o stejné pevnosti jako svařovaný materiál. Převodní koeficienty pro tento svar byly zvoleny dle [2] pro čelní zatížení $K_3= 0,9$ a pro boční zatížení $K_4=0,8$. Svařovaný materiál je ocel 11 353 mez kluzu tohoto materiálu je $R_e 11\,353=216 \text{ MPa}$ dle [6]. Nosná trubka v místě řezu D-D je částečně nacentrovaná na osazením, toto osazení je dostatečné aby zcela zchytilo posouvající sílu v místě řezu.

Průřezový modul v ohybu W_{oD-D} a v krutu W_{kD-D} dle [2]:

$$W_{oD-D} = \frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(d + 2 \cdot a)^4 - d^4]}{\frac{d}{2} + a} = \frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(159 + 2 \cdot 6)^4 - 159^4]}{\frac{159}{2} + 6} \quad (9.2)$$

$$W_{oD-D} = 123\,956 \text{ mm}^3$$

$$W_{kD-D} = \frac{\frac{\pi}{32} \cdot [(d + 2 \cdot a)^4 - d^4]}{\frac{d}{2} + a} = \frac{\frac{\pi}{32} \cdot [(159 + 2 \cdot 6)^4 - 159^4]}{\frac{159}{2} + 6} \quad (9.3)$$

$$W_{kD-D} = 247\,913 \text{ mm}^3$$

Kolmé tečné napětí způsobené ohybovým momentem $\tau_{\perp}^{M_{oD-D}}$ dle [2]:

$$\tau_{\perp}^{M_{oD-D}} = \frac{M_{oD-D}}{W_{oD-D}} = \frac{-R_{BZ} \cdot g - F_T \cdot f + R_{AZ} \cdot e - M_{třmen}}{W_{oD-D}} \quad (9.4)$$

$$\tau_{\perp}^{M_{oD-D}} = \frac{-43\,199 \cdot 250,78 - 25\,641 \cdot 249,5 + 17\,558 \cdot 198,5 - 769\,260}{123\,956}$$

$$\tau_{\perp}^{M_{oD-D}} = 117 \text{ MPa}$$

Rovnoběžné tečné napětí od zatížení kroutícím momentem $\tau_{\parallel}^{M_k}$ dle [2]:

$$\tau_{\parallel}^{M_k} = \frac{M_k}{W_{kD-D}} = \frac{3\,000 \cdot 10^3}{247\,913} = 12,1 \text{ MPa} \quad (9.5)$$

Výsledné tečné napětí ve svaru τ_{sD-D} dle [2]:

$$\tau_{sD-D} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{M_{oD-D}}}{K_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{M_k}}{K_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{117}{0,9}\right)^2 + \left(\frac{12,1}{0,8}\right)^2} = 130,8 \text{ MPa} \quad (9.6)$$

Bezpečnost svaru k_{sD-D} dle [2]:

$$k_{sD-D} = \frac{R_{e11\,353}}{\tau_{sD} \cdot \beta_6} = \frac{216}{130,8 \cdot 1,04} = 1,58 \quad (9.7)$$

Součinitel zohledňující tloušťku navrhovaného svaru β_6 dle [2]:

$$\beta_6 = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 8,57 = 1,04 \quad (9.8)$$

Tloušťka navrhovaného svaru t_6 dle [2]:

$$t_6 = \frac{a}{0,7} = \frac{6}{0,7} = 8,57 \quad (9.9)$$

Vypočtená bezpečnost je dostačující.

9.2 Kontrola svaru v místě řezu E-E

V tomto řezu je příruba plně nacentrována na trubce, toto nacentrování zachycuje jak posouvající síly tak ohybové momenty. Svar je tedy v tomto řezu namáhán pouze krutem. Navrhovaný svar a4, způsob poloautomatické svařování elektrickým obloukem v ochranné atmosféře, při použití svařovacího drátu o stejné pevnosti jako svařovaný materiál. Převodní koeficienty pro tento svar byly zvoleny dle [2] pro boční zatížení $K_4=0,8$. Svařovaný materiál je ocel 11 353 mez kluzu tohoto materiálu je $R_{e\ 11\ 353}=216\text{ MPa}$ dle [6].

Průřezový modul v krutu W_{kE-E} dle [2]:

$$W_{kE-E} = \frac{\frac{\pi}{32} \cdot [(d + 2 \cdot a)^4 - d^4]}{\frac{d}{2} + a} = \frac{\frac{\pi}{32} \cdot [(159 + 2 \cdot 4)^4 - 159^4]}{\frac{159}{2} + 4} \quad (9.10)$$

$$W_{kE-E} = 163\ 037\text{ mm}^3$$

Tečné napětí ve svaru vyvolané kroutícím momentem $\tau_{\parallel}^{M_k}$ dle [2]:

$$\tau_{\parallel\ E-E}^{M_k} = \frac{M_k}{W_{kE-E}} = \frac{3\ 000 \cdot 10^3}{136\ 037} = 18,4\text{ MPa} \quad (9.11)$$

Statická bezpečnost svaru k_{sE-E} dle [2]:

$$k_{sE-E} = \frac{R_{e\ 11\ 353} \cdot K_4}{\tau_{\parallel}^{M_k} \cdot \beta_4} = \frac{216 \cdot 0,8}{18,4 \cdot 1,13} = 8,3 \quad (9.12)$$

Součinitel zohledňující tloušťku svaru β_4 dle [2]:

$$\beta_4 = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 5,71 = 1,13 \quad (9.13)$$

Tloušťka navrhovaného svaru t_4 dle [2]:

$$t_4 = \frac{a}{0,7} = \frac{4}{0,7} = 5,71 \quad (9.14)$$

Vypočtená bezpečnost je dostačující.

10. Závěr:

Cílem této práce bylo úspěšně navrhnout konstrukční řešení uložení brzdového kotouče v dynamometru a provést pevnostní kontrolu vybraných dílů a kritických spojů. Navrhované konstrukční řešení bylo úspěšně pevnostně zkontrolováno s dostačujícími bezpečnostmi. Jako kritické prvky omezující trvanlivost stroje lze označit kuličkové ložiska, ve kterých je uložena hřídel. Jejich trvanlivost dle ISO byla stanovena $L_{10h} = 42,1$ hodin. Tato trvanlivost je v porovnání s ostatními stroji velmi nízká, nicméně s ohledem na povahu navrhovaného zařízení a životnost brzdového kotouče F1 je dostačující. Při požadavku na delší životnost stroje v navrhované koncepci by byla po uplynutí 42 hodin provozu nutná výměna ložisek.

V tomto závěru bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi PhD. za jeho ochotu a pomoc s řešením této práce.

11. Literatura:

- [1] Kaláb, K.: *Části a mechanism strojů pro bakaláře-Části pohonu strojů*. VŠB-TU Ostrava 2008; ISBN 978-80-248-1860-3
- [2] Dejl, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. Montanex a.s 2000; ISBN 80-7225-018-3
- [3] Folta, Z.: Diagram měrných tlaků [online]. Dostupný z URL<<http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm>>
- [4] SKF.: Katalog ložisek [online]. URL<<http://www.skf.com>>
- [5] Leinveber, J.; Vávra, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA, 2006. ISBN 80 – 7361 – 033 – 7
- [6] Feroná.: Materiálové listy [online]. URL<<http://www.ferona.cz>>
- [7] Ruuki.: Materiálové listy [online]. URL<<http://www.ruuki.com>>
- [8] Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílu*. VŠB-TU Ostrava 2007
- [9] Kaláb, K.: *Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj*. VŠB-TU Ostrava 2011
- [10] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře-Části pohonu strojů*. VŠB-TU Ostrava 2010. 91 . ISBN 978 – 80 – 248 – 1290 – 8.
- [11] Hlawiczka, P.: Brzdy v F1: Jak se vyrábějí, jak jsou výkonné a co se letos u nich změnilo?. f1news.autoroad.cz [online]. 5.5.2012 [cit.2014-5-1]. Dostupné z URL:< <http://f1news.autoroad.cz/technika/40717-brzdy-v-f1-jak-se-vyrabeji-jak-jsou-vykonne-a-co-se-letos-u-nich-zmenilo/>>
- [12] Brembo.: Brembo motorsports [online]. URL<<http://www.brembo.com>>.
- [13] Moravec, V.; Dejl, Z.; Němček M.; Folta Z.; Havlík, J.; *Čelní ozubená kola v převodech automobilů*. Montanex a.s ,2009. ISBN 978-80-7225-304-3

12. Seznam příloh:

- | | |
|-----------|---|
| Příloha 1 | Výrobní výkres hřídele BP-MOS0026-01 |
| Příloha 2 | Výkres sestavy zkušebního zařízení BP-MOS0026-01-01 |
| Příloha 3 | CD s bakalářskou prací ve formátu PDF |